



UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DEL ESTADO DE MORELOS

INSTITUTO DE INVESTIGACIÓN EN CIENCIAS BÁSICAS Y APLICADAS

CENTRO DE INVESTIGACIÓN EN INGENIERÍA Y CIENCIAS APLICADAS

Diseño y modelado de un transformador térmico de doble etapa para recuperación de calor de desecho con control automático en función de la energía a revalorizar

**TESIS PARA OBTENER EL GRADO DE:
DOCTORADO EN INGENIERÍA Y CIENCIAS APLICADAS CON OPCIÓN
TERMINAL EN TECNOLOGÍA QUÍMICA**

M.I.C.A CARMEN VALERIA VALDEZ MORALES

DIRECTOR: DR. ROSENBERG JAVIER ROMERO DOMÍNGUEZ

CUERNAVACA, MORELOS

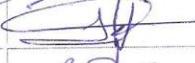
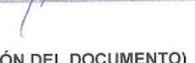
JUNIO, 2019

Cuernavaca, Morelos, 03 de mayo de 2019.

DRA. ELSA CARMINA MENCHACA CAMPOS
DIRECTORA INTERINA CIICAp
P R E S E N T E

Atendiendo a la solicitud para emitir DICTAMEN sobre la revisión de la tesis titulada “**Diseño y modelado de un transformador térmico de doble etapa para recuperación de calor de desecho con control automático en función de la energía a revalorizar**” que presenta la alumna **CARMEN VALERIA VALDEZ MORALES**, para obtener el título de **DOCTORADO EN INGENIERÍA Y CIENCIAS APLICADAS** con opción terminal en **TECNOLOGÍA QUÍMICA**.

Nos permitimos informarle que nuestro voto es:

NOMBRE	DICTAMEN	FIRMA
DR. ANTONIO RODRÍGUEZ MARTÍNEZ	Aprobatorio	
DR. GUSTAVO URQUIZA BELTRÁN	Aprobatorio	
DR. JORGE DÍAZ SALGADO	Aprobatorio	
DR. MARCO ANTONIO CRUZ CHÁVEZ	Aprobatorio	
DR. MIGUEL ÁNGEL BASURTO PENSADO	Aprobatorio	
DR. ROSENBERG JAVIER ROMERO DOMÍNGUEZ	Aprobatorio	
DRA. MARTHA ROSELIA CONTRERAS VALENZUELA	Aprobatorio	

PLAZO PARA LA REVISIÓN 20 DÍAS HÁBILES (A PARTIR DE LA FECHA DE RECEPCIÓN DEL DOCUMENTO)

NOTA. POR CUESTION DE REGLAMENTACIÓN LE SOLICITAMOS NO EXCEDER EL PLAZO SEÑALADO, DE LO CONTRARIO LE AGRADECEMOS SU ATENCIÓN Y NUESTRA INVITACIÓN SERÁ CANCELADA.

Este trabajo se realizó en las instalaciones del Centro de Investigación en Ingeniería y Ciencias Aplicadas de la Universidad Autónoma del Estado de Morelos. Se contó con una beca del **CONACYT** con número **441169** para estudios de posgrado y se contó con el apoyo parcial de los proyectos **CB-167434** y **CEMIE-SOL-P09**.

RESUMEN

Un transformador térmico de doble etapa por absorción (DSHT) es un dispositivo que revaloriza la calidad de calor de desecho con una fuente relativamente baja entre 60 - 80°C, aprovechando el calor residual en algún otro proceso que lo requiera, sin embargo este sistema cuenta con una gran cantidad de variables, más de cien; lo cual dificulta mantener condiciones de operación estables y por largo tiempo. En la literatura se muestran análisis teóricos de transformador térmico de doble etapa, sin embargo no existen datos experimentales de un DSHT operando con mezcla Carrol/Agua, por lo que no se tiene certeza de datos reales que indiquen cual es el mejor diseño o mezcla para aprovechar estos sistemas y poder recuperar la mayor energía posible. Así como los COP y GTL que muestren cuales son las condiciones de operación que permiten obtener valores mayores a 100 °C en el absorbedor del transformador térmico, ya que no se tienen repetitividad en los datos.

En la presente tesis se muestra el modelo termodinámico de un diseño de un transformador térmico de doble etapa por absorción utilizando la mezcla Carrol /Agua, se construyó, instaló y evaluó en condiciones experimentales de operación para validar el modelo termodinámico

Se realizaron pruebas experimentales con tres diseños del transformador térmico, siendo el tercer diseño el mejor, las temperaturas obtenidas conducen a una temperatura de interés del proceso de absorción entre 100.30 y 101.54°C en estado estable para primera etapa y 106.47 y 107.14 °C para segunda etapa. El COP calculado fue de 0.21 a 0.33 con GTL de 23.20 y 37.69 °C. Se obtuvieron pruebas muy similares para DSHT. Se realizó un análisis del sistema para detectar cuál de las variables es la que mayor problema causaba, siendo el flujo de los sistemas de calentamiento y temperaturas de los mismos los que más afectaban.

La adecuada metodología de diseño permitió obtener las ganancias del controlador PI de forma analítica y predecir su comportamiento aproximado en simulación. El control propuesto se implementó utilizando software y hardware de instrumentación virtual, un sensor de flujo adecuado y el diseño de una válvula regulada de bajo costo utilizando un servomotor y una válvula de esfera convencional.

Los resultados experimentales muestran que: (i) debido a la presencia de ruido en las mediciones de los sensores es preferible un controlador con ganancias medidas ya que de otro modo se amplifica el ruido presente en la medición en deterioro del desempeño en estado estable y transitorio en lazo cerrado y (ii) la primera etapa del DSHT controlado de forma automática con un controlador PI en el calor de entrada del generador de esta etapa puede compensar en medio minuto las perturbaciones en la temperatura de entrada manteniendo las condiciones de equilibrio para lograr una revalorización continua de calor de desecho.

SUMMARY

A double-stage heat transformer (DSHT) is a device that reevaluates the quality of waste heat with a relatively low source between 60 - 80 ° C, taking advantage of the residual heat in some other process that requires it, however this system has a large number of variables, more than a hundred; which makes it difficult to maintain stable operating conditions and for a long time. In the literature theoretical analyzes of double stage thermal transformer are shown, however there is no experimental data of a DSHT operating with water/Carrol mixture, so there is no certainty of real data that indicate which is the best design or mixture for take advantage of these systems and be able to recover as much energy as possible. As well as the COP and GTL that show which are the operating conditions that allow to obtain values higher than 100 ° C in the thermal transformer absorber, since there is no repeatability in the data.

In the present thesis the thermodynamic model of design of a thermal transformer the double stage by absorption using the wáter/Carrol mixture was constructed, installed and evaluated under experimental conditions of operation to validate the thermodynamic model.

Experimental tests were carried out with three designs of the thermal transformer, with the third design being the best, the temperatures obtained lead to a temperature of interest of the absorption process between 100.30 and 101.54 ° C a stable state for the first stage and 106.47 and 107.14 ° C the second stage. The calculated COP was 0.21 to 0.33 with GTL of 23.20 and 37.69 ° C. Very similar tests were obtained for DSHT. An analysis of the system was carried out to detect which of the variables caused the greatest problem, the flow of the heating systems and temperatures of which affected the most.

The adequate design methodology allowed to obtain the PI controller's gains analytically and predict their approximate behavior in simulation. The proposed control was implemented using virtual instrumentation software and hardware, an adequate flow sensor and the design of a low - cost regulated valve using a servomotor and a conventional ball valve.

The experimental results show that: (i) due to the presence of noise in the measurements of the sensors a controller with measured gains is preferable since otherwise the noise present in the measurement in deterioration of the steady-state and transitory performance is amplified in closed loop and (ii) the first stage of the DSHT controlled automatically with a PI controller in the input heat of the generator of this stage can compensate in half a minute the disturbances in the inlet temperature while maintaining the equilibrium conditions to achieve a continuous reevaluation of waste heat.

AGRADECIMIENTOS

Al **Centro de Investigación en Ingeniería y Ciencias Aplicadas (CIICAp)** por facilitar las instalaciones necesarias para realizar la presente tesis doctoral.

Al Dr. **Rosenberg Javier Romero Domínguez** por su dirección, tiempo y confianza para realizar y concluir este proyecto.

Al Honorable comité evaluador: Dra. **Martha Roselia Contreras Valenzuela**, Dr. **Miguel Ángel Basurto Pensado**, Dr. **Marco Antonio Cruz Chávez**, Dr. **Antonio Rodríguez Martínez**, Dr. **Jorge Díaz Salgado**, Dr. **Gustavo Urquiza Beltrán**, por su tiempo y sugerencias para enriquecer éste trabajo.

Al **CONACYT** por el apoyo económico otorgado para la continuación de mi formación profesional.

A mis compañeros y amigos **Jonathan Ibarra Bahena**, **Yuridiana Rocío Galindo Luna**, **María Luisa Álvarez Benítez**, **Jorge Díaz Salgado**, por su amistad, apoyo y ánimo que me brindaron para hacer posible este trabajo.

DEDICATORIA

Dedico este trabajo a las personas que más amo e importantes de mi vida

A mi amado esposo, por su apoyo incondicional y por tener siempre las palabras correctas de apoyo y amor para no darme por vencida. Te amo

A mi pequeño Leonardo por alegrar nuestras vidas y formar parte de este lindo proceso

A mi mamá y hermana por sus consejos y apoyo, por estar conmigo en momentos importantes y por sus palabras de aliento en cada logro alcanzado, las amo demasiado.

A mí amada familia por su apoyo y palabras de aliento, así como su confianza en cada momento.

ÍNDICE

Capítulo I Introducción	1
1.1.- Introducción	2
1.2.-Justificación	4
1.3.-Objetivo general.....	5
1.3.1-Objetivos particulares	5
1.4.- Hipótesis	5
Referencias	6
Capítulo II Modelo Termodinámico.....	8
2.1.- Transformador térmico por absorción de una etapa (SSHT)	9
2.2. Transformador térmico de doble etapa DSHT	9
2.3. Consideraciones del modelo termodinámico del transformador térmico	10
2.4.- Balance global de masa y energía para los componentes del DSHT.....	12
2.5.- Coeficiente de operación para DSHT	13
2.6.- Incremento de temperatura.....	13
2.7.- Parámetros térmicos dependientes de la operación de un SSHT.....	14
2.8.- Parámetros térmicos dependientes de la operación de un DSHT	16
2.9.- Cálculo de efectividades térmicas de componentes.....	16
2.10.- Algoritmo del Control Automático	17
Referencias	19
Capítulo III Metodología Experimental	20
3.1.- Introducción	21
3.2.- Generador.....	21
3.3.- Condensador.....	21
3.4.- Evaporador	22
3.5.- Economizador	22
3.6.- Absorbedor	22
3.7.- Instrumentación	22

3.7.1.- Medidores de flujo.....	22
3.7.2.- Adquisidor de datos.....	25
3.7.3.- Termopozos.....	26
3.7.4.- Termopares.....	26
3.7.5.- Bombas.....	27
3.7.6.- Manovacúómetros.....	27
3.7.7.- Muestreo de la mezcla de trabajo (Septas).....	28
3.7.8.- Refractómetro.....	29
3.7.9.- Pirómetro.....	29
3.8.- Accesorios.....	30
3.8.1.- Válvulas.....	30
3.8.2.- Tuberías y Conexiones.....	31
3.8.2.- Aislante térmico.....	31
3.9.- Servicios.....	32
3.9.1.- Sistema de calentamiento para generador.....	32
3.9.2.- Sistema de calentamiento para evaporador.....	32
3.9.3.- Sistema de enfriamiento para absorbedor.....	32
3.9.4.- Sistema de enfriamiento para condensador.....	32
Referencias.....	34
Capítulo IV Control Automático del DSHT.....	35
4.1.- Introducción.....	36
4.2.- Instrumentación para el Control Automático del DSHT.....	37
4.3.- Implementación del control automático en el DSHT.....	39
4.4.- Programación del control automático.....	41
4.5.- Diseño de algoritmo de control.....	43
4.5.1. Determinación del modelo matemático del control.....	43
4.5.2. Diseño del controlador PI.....	44
CAPITULO V Resultados.....	49
5.1.- Diseño del DSHT.....	50
5.1.1.- Primer diseño.....	50
5.1.2.- Segundo diseño.....	51

5.1.3.- Tercer diseño	52
5.2.- Caracterización teórico- experimental del transformador térmico	54
5.3.- Pruebas experimentales del DSHT	57
5.3.1.- Análisis de Incertidumbre.....	65
5.4.- Aplicación del control automático	67
5.5.- Parámetros de control en función de la energía a revalorizar	73
Referencias	74
Capítulo VI Conclusiones y Recomendaciones	75
6.1.- Conclusiones.....	76
6.2.- Recomendaciones.....	77
ANEXOS	78

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 3.1.- Características del flujómetro con escala 4 – 56 l/min.....	23
Tabla 3.2.- Características del flujómetro con escala 0 – 150.....	23
Tabla 3.3.- Características del flujómetro con escala 0 – 10.....	24
Tabla 3.4.- Características del flujómetro con escala 1 – 7 l/min.....	25
Tabla 3.5.- Características de los termopares.....	26
Tabla 3.6.- Características de los manovacúómetros.....	28
Tabla 3.7.- Características del pirómetro.....	30
Tabla 4.1.- Variables físicas medidas y actuadas con los transductores.....	39
Tabla 4.2. Parámetros de los controladores PI diseñados.....	44
Tabla 5.1.- Causas y efectos experimentales en el SSHT.....	52
Tabla 5.2.- Causas y efectos teóricos en el DSHT.....	53
Tabla 5.3.- Cálculo de potencias en función de la variación de flujo en el generador del SSHT	53
Tabla 5.4.- Condiciones de operación experimentales SSHT.....	60
Tabla 5.5.- Condiciones de operación experimentales DSHT.....	61
Tabla 5.6.- Valores del Coeficiente de operación para DSHT (resultados).....	62
Tabla 5.7.- Análisis de Incertidumbre de datos experimentales.....	63
Tabla 5.8.- Análisis de Incertidumbre de potencias.....	63
Tabla 5.9.- Valores max/min de temperatura antes de aplicar el control automático.....	65
Tabla 5.10.- Valores max/min de temperatura después de aplicar el control automático..	66
Tabla 5.11.- Condiciones de operación en función de la potencia a revalorizar.....	70

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 2.1.- Diagrama esquemático del SSHT.....	9
Figura 2.2.- Diagrama esquemático del DSHT.....	10
Figura 2.3.- Coeficiente de operación en función del GTL operando con la mezcla Carrol/Agua $T_{EV} = 73.3 \text{ }^{\circ}\text{C}$, $T_{GE}=62.0 \text{ }^{\circ}\text{C}$, $T_{CO}=23.2 \text{ }^{\circ}$	14
Figura 2.4.- Coeficiente de operación en función del GTL operando con la mezcla Carrol/Agua $T_{EV} = 67.8 \text{ }^{\circ}\text{C}$, $T_{GE}=61.5 \text{ }^{\circ}\text{C}$, $T_{CO}=23.8 \text{ }^{\circ}\text{C}$	14
Figura 2.5.- Coeficiente de operación en función del GTL operando con la mezcla Carrol/Agua $T_{EV} = 62.6 \text{ }^{\circ}\text{C}$, $T_{GE}=60.8 \text{ }^{\circ}\text{C}$, $T_{CO}=22.9 \text{ }^{\circ}\text{C}$	15
Figura 2.6.- Coeficiente de operación en función del GTL operando con la mezcla Carrol/Agua $T_{EV} = 67.7 \text{ }^{\circ}\text{C}$, $T_{GE}=61.6 \text{ }^{\circ}\text{C}$, $T_{CO}=23.1 \text{ }^{\circ}\text{C}$	15
Figura 2.7.- Coeficiente de operación en función del GTL operando con la mezcla Carrol/Agua $T_{EV} = 81.4 \text{ }^{\circ}\text{C}$, $T_{GE}=65.5 \text{ }^{\circ}\text{C}$, $T_{CO}=23.8 \text{ }^{\circ}\text{C}$	16
Figura 2.8.- Coeficiente de operación en función del GTL operando con la mezcla Carrol/Agua $T_{EV} = 83.9 \text{ }^{\circ}\text{C}$, $T_{GE}=65.9 \text{ }^{\circ}\text{C}$, $T_{CO}=22.9 \text{ }^{\circ}\text{C}$ y $T_{EV} = 82.6^{\circ}\text{C}$, $T_{GE}=65.2 \text{ }^{\circ}\text{C}$, $T_{CO}=23.2 \text{ }^{\circ}\text{C}$	16
Figura 3.1.- Características geométricas del intercambiador de calor de placas utilizado en generador, condensador, evaporador y economizador.....	21
Figura. 3.3.- Flujómetro del circuito interno.....	24
Figura 3.4.- Flujómetro con escala 0 – 10.....	24
Figura 3.7.- Flujómetro con escala 1 – 7 l/min.....	25
Figura 3.8.- Adquisidor de datos modelo 34970.....	25
Figura 3.9.- Termopozos.....	26
Figura.- 3.10 Termopares tipo T.....	27
Figura 3.11.- Tipo de microbomba utilizada en el DSHT.....	27
Figura 3.12.- Manovacúómetros utilizados en el DSHT.....	28
Figura 3.13.- Septa.....	28
Figura 3.14.- Refractómetro Abbmat 200.....	29
Figura 3.15.- Pirómetro utilizado para el censado y regulación de temperatura.....	30
Figura 3.16.- Válvula anti- retorno en miniatura.....	31
Figura 3.17.- Torre de enfriamiento.....	33

Figura 4.1.- Válvula con servomotor ensamblado.....	37
Figura 4.2.- Sensor de flujo digital de efecto Hall.....	38
Figura 4.3.- Microcontrolador ATmega 2560.....	38
Figura 4.4.- Diagrama general para el sistema de calentamiento del generador.....	39
Figura 4.5.- Reemplazo de válvulas.....	40
Figura 4.6.- Reemplazo de los flujómetros analógicos por los digitales.....	40
Figura 4.7.- Panel frontal de la pantalla de control.....	41
Figura 4.8.- Diagrama de bloques para el control de válvulas y sensor de flujo.....	42
Figura 4.9.- Respuesta a lazo abierto del generador.....	43
Figura 4.10.- Lugar Geométrico de las Raíces.....	44
Figura 4.11.- Respuesta de la salida de calor.....	45
Figura 4.12.- Respuesta experimental VS simulada.....	45
Figura 5.1.- Cambio realizados en tuberías y conexiones.....	48
Figura 5.2.- Primera configuración del DSHT.....	49
Figura 5.3.- Segunda configuración del DSHT.....	49
Figura 5.4.- Armado del DHST con el cambio de posición en economizar e intercambiador de calor útil.....	50
Figura 5.5.- Transformador térmico de doble etapa.....	51
Figura 5.6.- Esquema de vista frontal y lateral de Transformador térmico de doble etapa mostrando conexiones, instrumentación y tuberías con el tercer diseño.....	51
Figura 5.7.- Grafica experimental de SSHT sin llegar al estado estable.....	52
Figura 5.8.- Aumento de potencia en GE_2 Y AB_2 en función de la temperatura del absorbedor de primera etapa.....	55
Figura 5.9.- Perfil de temperaturas prueba 1.....	56
Figura 5.10.- Perfil de temperaturas prueba 2.....	56
Figura 5.11.- Perfil de temperaturas prueba 3.....	57
Figura 5.12.- Perfil de temperaturas prueba 4.....	57
Figura 5.13.- Perfil de temperaturas prueba 5.....	58
Figura 5.14.- Perfil de temperaturas prueba 6.....	58

Figura 5.15.- Perfil de temperaturas prueba 7.....	59
Figura 5.16.- Perfil de temperaturas prueba 8.....	59
Figura 5.17.- Coeficiente de operación con factor de efectividad en función del GTL para condiciones experimentales en DSHT.....	62
Figura 5.18.- Gráfica de calibración de flujo con respecto a la apertura de la válvula.....	65
Figura 5.19.- Temperatura de salida del generador controlada con el PI ₁	67
Figura 5.20.- Temperatura de salida del generador controlada con el PI ₂	67
Figura 5.21.- Variación en la temperatura de entrada del calor de desecho.....	68
Figura 5.22.- Momento que actúa el control para prueba 5.....	68
Figura 5.23.- Momento que actúa el control para prueba 6.....	69
Figura 5.24.- Momento que actúa el control para prueba 7.....	69
Figura 5.25.- Momento que actúa el control para prueba 8.....	69

NOMENCLATURA

Abreviaciones

A	Área efectiva de transferencia de calor en el intercambiador de calor m^2
COP	Coeficiente de operación
CP	Calor específico ($kJ/kg^{\circ}C$)
NTU	Número de Unidades de transferencia de calor
P	Presión (in Hg)
Q	Suministro de calor o Energía (kW)
T	Temperatura ($^{\circ}C$)
X	Concentración (% peso)

Letras griegas

η	Efectividad (adimensional)
ρ	Densidad [kg/m^3]
ΔT	Diferencia de temperatura ($^{\circ}C$)

Subíndices

GE	Generador
AB	Absorbedor
EV	Evaporador
CO	Condensador
x	Experimental
mix	Mezcla Carrol/agua
vap	Vapor
liq	Líquido

Capítulo I

Introducción

La aplicación de los conceptos teóricos en la evaluación de la funcionalidad de un transformador térmico por absorción, es el objetivo de este capítulo que proporciona una revisión de los aspectos fundamentales en un transformador térmico de la doble etapa, mismos que se tomaron en cuenta para el desarrollo de este trabajo.

1.1.- Introducción

El uso eficiente, recuperación y revalorización de energía son temas de interés en sectores industriales, los cuales no cuentan con suministros adecuados, afectando el desarrollo social y económico.

Actualmente, el petróleo crudo, el gas natural y el carbón representan aproximadamente el 90% de la producción comercial de energía en el mundo, el resto de la energía proviene de recursos renovables. El uso continuo de estos combustibles fósiles aumenta las emisiones de CO₂ y gases de efecto invernadero (GEI) en la atmósfera, es por eso que varios países están invirtiendo cantidades significativas en el desarrollo de equipos para facilitar la recuperación y el uso eficiente de energía, así como el interés de nuevas investigaciones y técnicas que mejoren el uso de los recursos energéticos. [1.1].

Los transformadores térmicos por absorción (AHT) son sistemas de importancia para la recuperación de energía, ya que consumen una cantidad despreciable de energía primaria para la operación de bombas. Pueden operar con energía térmica a partir de calor residual industrial o calor de fuentes renovables como la geotérmica o solar. Normalmente estos sistemas pueden revalorizar hasta un 50% del calor suministrado a un nivel más útil, que se empleará en un proceso secundario, y no requieren altos costos de operación y mantenimiento [1.2]. Principalmente, los transformadores térmicos se pueden configurar para transformadores de calor por absorción en una sola etapa (SSHT), doble etapa (DSHT) y transformadores de calor de absorción de doble efecto (DAHT) o transformador de calor de triple absorción (TAHT). El presente trabajo desarrolla un análisis teórico-experimental con SSHT Y DSHT aplicando control automático en función de la energía a revalorizar. Varios autores reportan casos de estudio para SSHT y solo análisis teórico para el caso DSHT, la mezcla utilizada mayormente es LiBr/H₂O. Los SSHT son generalmente capaces de reciclar aproximadamente el 50% de la fuente de calor residual al aumentar su temperatura en 50 °C. A su vez, los DAHT y los TAHT pueden reciclar hasta el 35% y el 25% de la energía térmica, mientras que aumentan su temperatura en 80 °C y 145 °C [1.3].

Kurt y Horuz analizaron los transformadores de calor de absorción utilizando soluciones de amoníaco-agua y LiBr/H₂O, Horuz and Kurt investigaron una aplicación industrial del sistema AHT para obtener agua caliente de un proceso en una empresa textil. Para este propósito, la empresa textil tenía fuentes de calor residual en 90 °C, aumentando la temperatura a 120°C para el proceso requerido [1.4]. Eisa et al., publicaron los datos del diseño termodinámico para un AHT operando con LiBr/H₂O reportando tablas de posibles combinaciones teóricas de temperaturas de operación, concentraciones, relaciones de flujo (FR) y COP. Los autores encontraron que el COP máximo estaba cerca de 0.5 [1.5]. Los transformadores de una etapa y doble etapa operando con la mezcla Carrol/ H₂O

fueron analizados por Best et al. [1.6] y Romero et al. [1.7], con una temperatura de 30°C en condensador y de 80°C en el generador, los COP más altos fueron 0.49 y 0.31 para el SSHT y DSHT respectivamente. El valor de GTL más alto para SSHT fue de casi 60 °C, mientras que para DSHT fue alrededor de 105 °C.

Con respecto a las solubilidades, Iyoky y Uemura reportaron que la mezcla (LiBr + ZnCl₂ + CaBr₂)/ H₂O tiene un rango más amplio de condiciones de operación en un DSHT que la mezcla de LiBr/H₂O [1.8]. Zhuo y Machielsen analizaron que para DAHT y DSHT el COP de los ciclos de alcitrato fueron prácticamente los mismos al utilizar LiBr/H₂O, bajo las mismas condiciones de funcionamiento. Sin embargo, encontraron que el alcitrato fue especialmente útil para operar a altas temperaturas de hasta 260 °C, pero la mezcla propuesta no fue recomendada a temperaturas del condensador inferiores a 50 °C debido a problemas de solubilidad [1.9]. Rivera et al., comparó el desempeño de un SSHT operando con LiBr/H₂O y las mezclas Carrol/H₂O. Para ambas mezclas el COP varió entre 0.3 y 0.4, sin embargo, los valores de GTL fueron más altos para el sistema que opera con Carrol/H₂O que los obtenidos con LiBr/H₂O. El GTL más alto con LiBr/H₂O fue de 43 °C, mientras que con Carrol/H₂O el GTL más alto fue de 52 °C. Ibarra-Bahena et al., publicó sobre la evaluación de un SSHT construido con intercambiadores de calor de placas comerciales, operando con la mezcla Carrol/H₂O. Las potencias reportadas fueron de 0,99 - 1,35 kW para el generador, 0,97 - 1,33 kW para el condensador, 0,99 - 1,35 kW para el evaporador y 0,69 - 0,81 kW para el absorbedor. Los valores de GTL fueron de 18.5 a 22.2 °C, mientras que el COP varió de 0.30 a 0.35.

Silva-Sotelo et al. y Romero et al. publicaron los resultados de un DSHT construido con intercambiadores de calor de placas de 1 kW de capacidad, analizando la relación de flujo con la que opera la mezcla Carrol/H₂O. La energía residual ingresada en el sistema fue de 70 °C logrando alcanzar una temperatura de 128 °C en el segundo absorbedor, con un COP de 0.32.

Wang et. al, analizan tres tipos de DSHT y utilizan LiBr/H₂O para la primera etapa y 2,2,2-trifluoroetanol (TFE) / N-methy1-2-pirrolidona (NMP) para la segunda etapa. Los resultados muestran que la primera etapa puede alcanzar la misma alta temperatura entregada que el transformador de calor de dos etapas con solo TFE / NMP como combinación de fluido de trabajo, logrando temperaturas de 150 °C para la segunda etapa. Cabe mencionar que los trabajos mencionados que reportan datos para DSHT son únicamente teóricos, de acuerdo a la revisión bibliografía realizada aún no hay reportes de datos experimentales.

En relación con el uso al uso de control automático se reportan para sistemas de refrigeración, geotérmicas, o algún otro uso para ahorro de energía, con el objetivo de reducir los costos de inversión en equipo instalando circuitos de control para mantener las temperaturas constantes durante la experimentación, esto en función de la cantidad de calor útil recuperado y la regulación del flujo por medio de válvulas de control [1.13].

Choi Won et. al, muestran el estudio de control de un sistema de bomba de calor usando el sobrecalentamiento de descarga del compresor, diseñan un control difuso a la salida del compresor y otra para la compasión de la temperatura de salida del

fluido utilizado, así como para control del caudal másico del refrigerante [1.14]. Etem et. al, realizaron un estudio en un bomba de calor para secado por PID, mejorando las condiciones de velocidad del aire para un secador, logrando con ello el control de temperatura durante todo el proceso [1.15], así como modelos matemáticos para la simulación del control, respuestas transitorias y control predictivo en sistemas de aire acondicionado entre otros más [1.16].

Existe suficiente literatura que reporta diversas maneras de maximizar y controlar el comportamiento en sistemas de refrigeración, sin embargo la información de aplicación de control en SSHT Y DSHT es escasa o nula, es por eso el interés en la realización y presentación de este trabajo, informándose y documentándose en trabajos previos de sistemas semejantes.

1.2.-Justificación

Los transformadores térmicos por absorción han llegado a incorporarse al ámbito comercial e industrial. Sin embargo, un punto importante a considerar en este tipo de sistemas, es su complejo método de operación debido a la gran cantidad de elementos y equipos que lo componen.

En la literatura científica reportada se muestra que existen casos de control automático para ciclos de absorción para refrigeración o sistemas similares, sin embargo no existe un estudio experimental para un transformador térmico por absorción, ni de un ciclo de doble etapa, que cuente con un control automático para recuperación de calor con control automático en función de la energía a revalorizar. Aunque existen sistemas de control que arrojan resultados favorables como control de flujo, temperatura y apertura de válvulas, la apropiada regulación de todos estos parámetros ya sea de manera remota o en autorregulación es de vital importancia para obtener una mejora térmica en un DSHT y que llegar a ser una opción viable para recuperación de energía.

Analizando termodinámicamente, los sistemas de transformador térmico por absorción exhiben un COP menor en comparación con otros sistemas de absorción, a pesar de trabajar con fuentes de calor residual relativamente bajas (60 – 80 °C), el COP es función de los niveles de temperatura de operación y concentraciones del fluido de trabajo. Asociados estos problemas, existen también los problemas de no contar con una regulación automática, además de los costos de los equipos necesarios para un control adecuado.

Es por esto, que surge la necesidad de aplicar una estrategia de control como herramienta que ayudará a la validación del modelo que se plantea en este trabajo para un transformador térmico, logrando una estabilidad en el equipo, la repetividad de las condiciones de operación sin que se vean afectadas las temperaturas, así como un mayor aprovechamiento de calor útil, disminución del tiempo de respuesta

y la eliminación de la operación manual del equipo. Mejorando la eficiencia del ciclo y los coeficientes de operación (COP).

1.3.-Objetivo general

Diseñar, modelar y caracterizar un transformador térmico para ciclos avanzados con validación experimental y aplicación de control automático.

1.3.1-Objetivos particulares

- Diseñar un ciclo avanzado (doble etapa) de transformador térmico por absorción con intercambiadores de calor comerciales.
- Programar en un ambiente orientado a objetos profesional el transformador térmico de doble etapa.
- Modelar termodinámicamente un transformador térmico de doble etapa con potencias térmicas reales en función de la efectividad de intercambio de calor en las operaciones unitarias.
- Caracterizar el transformador térmico con base en pruebas experimentales, en función de maximizar el coeficiente de operación.
- Instrumentar y controlar con programación dirigida a objetos el ciclo en función de la potencia térmica a revalorizar.
- Validar con pruebas experimentales la nueva caracterización automática para el control del transformador térmico.

1.4.- Hipótesis

El control de flujo para una solución con concentración constante de la mezcla Carrol / Agua en un sistema de transformador térmico de doble etapa por absorción, causa variaciones en los valores de potencias térmicas y en el Coeficiente de Operación, así como tiende a un estado estable del proceso, provocando una revalorización de energía térmica definida.

Referencias

- [1.1] W. Rivera, R. Best, M.J. Cardoso, R.J. Romero., A review of absorption heat transformers, *Appl. Therm. Eng.* 91 (2015) 654 - 670.
- [1.2] Johnson I, Choate WT. Waste heat recovery: technologies and opportunities in the U.S. Industry. Tech. Rep. BCS Incorporated supported by the U.S. Department of Energy Industrial Technologies Program; 2008.
- [1.3] Zhang X, Hu D. Performance analysis of the single-stage absorption heat transformer using a new working pair composed of ionic liquid and water, *Appl. Therm. En.* 37 (2012) 129 – 135.
- [1.4] Ilhami Horuz, Bener Kurt, Absorption heat transformers and an industrial application, *Renew. Energ.* 35 (2010) 2175 – 2181.
- [1.5] M.A.R. Eisa, R. Best, R.F.A. Holland, Thermodynamic design data for absorption heat transformers-part I. Operating water-lithium bromide, *J. Heat Recovery Syst.* 6 (1996) 421 - 432.
- [1.6] R. Best, W. Rivera, M.J. Cardoso, R.J. Romero, F.A. Holland, Modelling of single-stage and advanced absorption heat transformers operating with the water/Carrol mixture, *Appl. Therm. Eng.* 17 (1997) 1111- 1122.
- [1.7] R. Romero, A. Rodriguez, S. Silva, J. Cerezo, W. Rivera, Comparison of double stage heat transformer with double absorption heat transformer operating with water-Carrol for industrial waste heat recovery, *Chem. Eng. Trans.* 25 (2011) 129 - 134.
- [1.8] S. Iyoki, T. Uemura, Performance characteristics of the water-lithium bromide-zinc chloride-calcium bromide absorption refrigerating machine, absorption heat pump and absorption heat transformer, *Int. J. Refrig.* 13 (1990) 191 - 196.
- [1.9] C.Z. Zhuo, C.H.M. Machielsen, Performance of high-temperature absorption heat transformer using alkylate as the working pair, *Appl. Therm. Eng.* 16 (1996) 255 - 262.
- [1.10] W. Rivera, R.J. Romero, M.J. Cardoso, J. Aguillón, R. Best, Theoretical and experimental comparison of the performance of a single-stage heat transformer operating with water/lithium bromide and water/Carrol, *Int. J. Energy Res.* 26 (2002) 747 - 762.

- [1.11] S. Silva-Sotelo, R. Romero, A. Rodríguez-Martínez, Double Stage Heat Transformer Controlled by Flow Ratio. In Innovations in Computing Sciences and Software Engineering 19 (2010) 577 - 581.
- [1.12] R.J. Romero, S. Silva-Sotelo, R. Martínez, J.C Rom_an, Energy Saving in Advanced Absorption Heat Pump with Object Oriented Programming. In Emerging Trends in Computing, Informatics, Systems Sciences, and Engineering 151 (2013) 1101 - 1111.
- [1.13] Genssle Andreas, Stephan Karl, Analysis of the process characteristics of an absorption heat transformer with compact heat exchangers and the mixture TFE–E181, Int. J. Therm Sci. 39 (2000) 30 – 38.
- [1.14] Won Choi J, Lee G, Soo Kim M, Capacity control of heat pump system applying a fuzzy control method, Appl Therm Eng 3 (2011) 2332 – 2339.
- [1.15] Etem A, Ceylan I, Thermodynamic analysis of PID temperature controlled heat pump, Case Studies in Thermal Engineering 2 (2014) 42 – 49.
- [1.15] Sousa J.M., Babuska R., Verbruggen H.B., Fuzzy predictive control applied to an air-conditioning system, Control Eng. Practice 5 (1997) 1395 – 1406.

Capítulo II

Modelo Termodinámico

En este capítulo se describe el modelo termodinámico utilizado en un transformador de doble etapa por absorción (DSHT), para la determinación de potencias, coeficientes de operación (COP) e incrementos de temperatura involucrados en el proceso de operación, ecuaciones que ayudarán a identificar el comportamiento térmico en estado transitorio y estable del transformador térmico

2.1.- Transformador térmico por absorción de una etapa (SSHT)

El proceso para SSHT implica dos niveles de presión, el calor residual se suministra al Generador (GE) para evaporar el fluido de trabajo, donde el fluido de trabajo vaporizado se enfría en el condensador (CO) (que funciona a la presión más baja) y se condensa. Posteriormente el condensado es dirigido al evaporar (EV) (que funciona a presión alta), cuando se vaporiza, fluye hacia el absorbedor (AB) donde tiene lugar la absorción. El absorbente, que ha sido diluido por el vapor del fluido de trabajo se bombea al generador (GE) (a través del economizador (EC) donde se calienta por el calor latente que proviene del absorbedor a presión más baja) para iniciar nuevamente el ciclo [2.1], Figura 2.1.

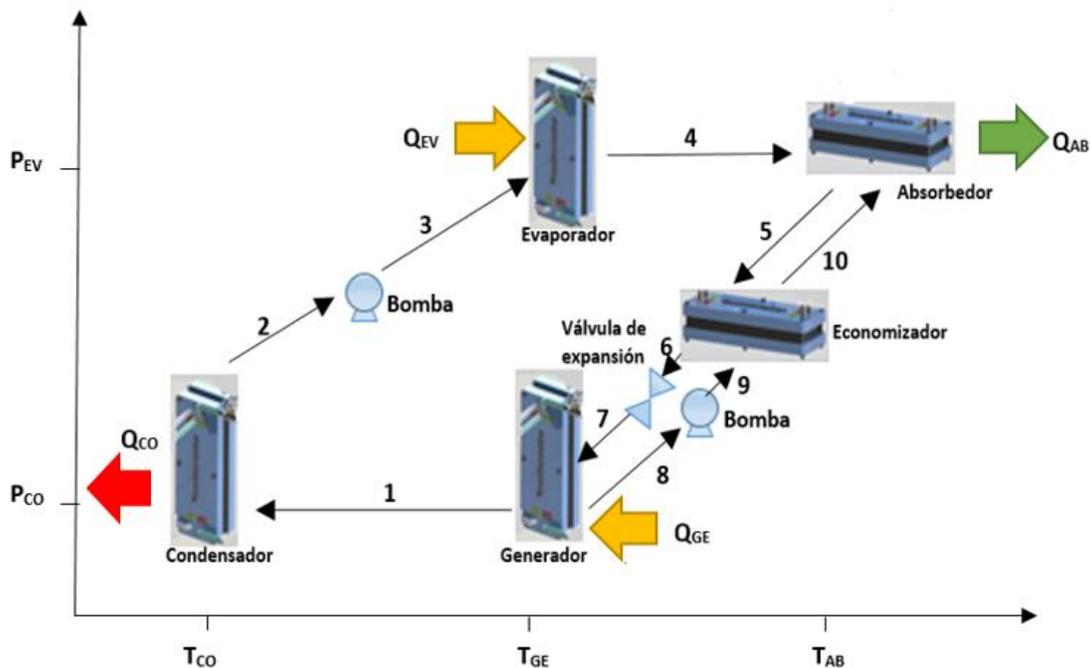


Figura 2.1.- Diagrama esquemático del SSHT

2.2. Transformador térmico de doble etapa DSHT

Como se muestra en la Fig. 2.2, un transformador térmico de dos etapas consiste básicamente en dos ciclos de transformador térmico de una etapa que se acoplan. En este caso el acoplamiento es conectando el absorbedor de la primera etapa al evaporador de la segunda etapa. El modelo matemático para el comportamiento del transformador térmico consiste en balances de energía y masa alrededor de cada componente.

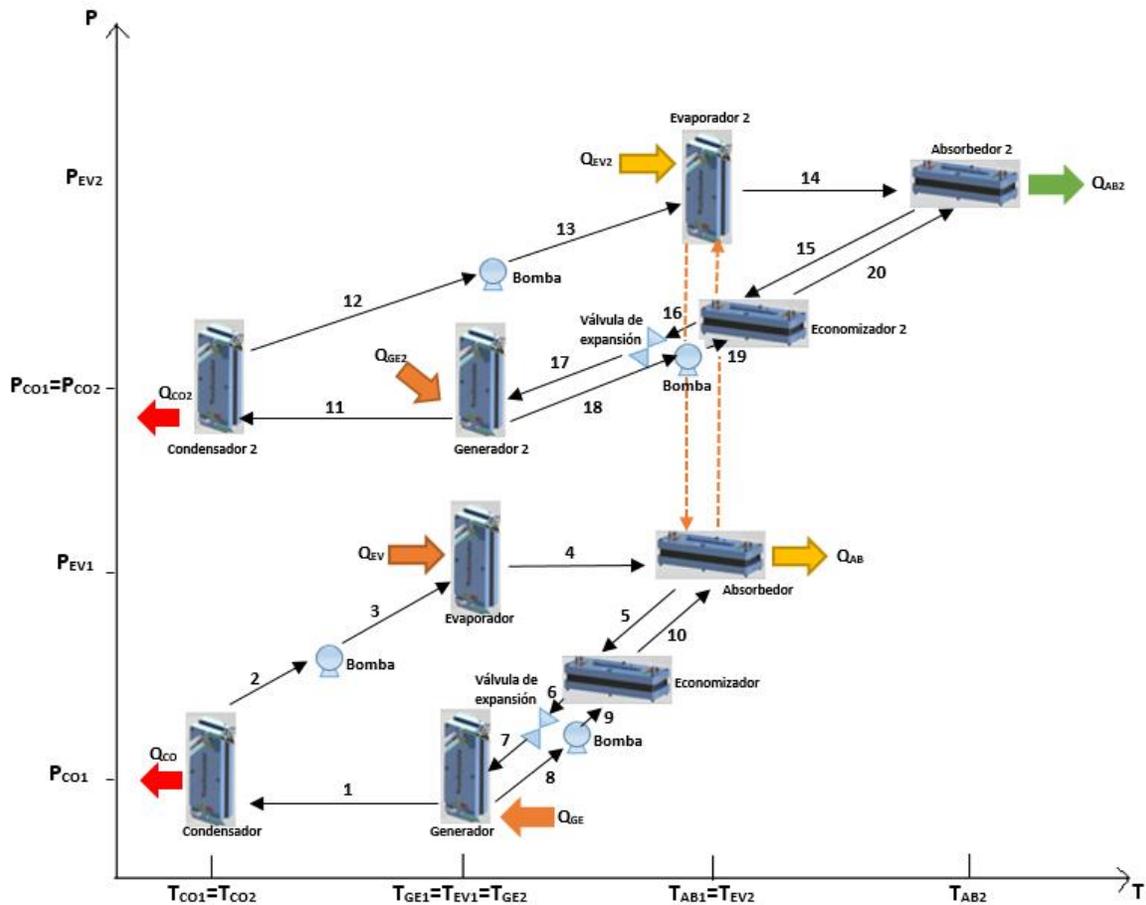


Figura 2.2.- Diagrama esquemático del DSHT

2.3. Consideraciones del modelo termodinámico del transformador térmico

El modelo termodinámico del transformador térmico de doble etapa se deriva del modelo para un transformador térmico de una etapa, a continuación se muestran las ecuaciones para ambos casos, tomando en cuenta las siguientes consideraciones [2.2]:

- El sistema opera en equilibrio termodinámico.
- Las caídas de presión son despreciables.
- Las válvulas de expansión se consideran isoentálpico
- A la salida del evaporador, condensador, absorbedor y generador el refrigerante se encuentra en condiciones de saturación.
- No hay reacción química

Las presiones en el condensador y evaporador dependen del fluido puro, y para este estudio es agua en saturación:

$$P_{GE} = P_{CO} \quad (1)$$

$$P_{AB} = P_{EV} \quad (2)$$

Ya que no existe intercambio de materia, únicamente de energía entre las líneas que se encuentran entre el generador y absorbedor, se pueden distinguir cuatro componentes, con concentraciones:

$$X_{GE}, X_{AB}, X_{EV}, X_{CO} \quad (3)$$

Se considera que el absorbente no se evapora

$$X_{CO} = 0 \quad \text{y} \quad X_{EV} = 0 \quad (4)$$

Por lo tanto sólo existen dos lugares dentro del sistema con una concentración conocida de absorbente:

$$X_{GE} > 0 \quad \text{y} \quad X_{AB} > 0 \quad (5)$$

Considerando cada estado, se puede calcular la entalpía de todas las corrientes de salida de los componentes:

$$H_{AB, 5,15, \text{mix}} = H_{AB} (T_{AB}, X_{AB}) \quad (6)$$

$$H_{GE, 8,18, \text{mix}} = H_{GE} (T_{GE}, X_{GE}) \quad (7)$$

Calculo de entalpias para la mezcla Carrol/ H₂O [2.3]:

$$H = \sum_0^3 A_n X^n + t \sum_0^3 B_n X^n + t^2 \sum_0^3 C_n X^n \quad (8)$$

Se considera que el líquido condensado a la salida del condensador se encuentra saturado:

$$H_{CO, 2,12, \text{Liq}} = H_{CO} (T_{CO}) \quad (9)$$

Se considera que el vapor a la salida del evaporador se encuentra saturado:

$$H_{EV, 4,14, Vap} = H_{EV} (T_{EV}) \quad (10)$$

Se considera que el vapor a la salida del evaporador se encuentra saturado:

$$H_{GE, 1,11, Vap} = H_{GE} (T_{GE}) \quad (11)$$

Bajo la condición que no existe acumulación de masa en ningún punto del sistema se tiene que:

$$M_{GE, Vap} = M_{EV, Vap} \quad (12)$$

$$M_{CO, Liq} = M_{EV, Vap} \quad (13)$$

2.4.- Balance global de masa y energía para los componentes del DSHT

Las ecuaciones termodinámicas para el cálculo de potencia en cada uno de los intercambiadores de calor son:

Generador 1

$$Q_{GE1} = \dot{m}_{1,vap}H_{1,vap} + \dot{m}_{7,mix}H_{7,mix} - \dot{m}_{8,mix}H_{8,mix} \quad (14)$$

Generador 2.

$$Q_{GE2} = \dot{m}_{1,vap}H_{11,vap} + \dot{m}_{17,mix}H_{17,mix} - \dot{m}_{18,mix}H_{18,mix} \quad (15)$$

Condensador 1

$$Q_{CO1} = \dot{m}_{1,vap}(H_{2,liq} - H_{1,vap}) \quad (16)$$

Condensador 2

$$Q_{CO2} = \dot{m}_{11,vap}(H_{12,liq} - H_{11,vap}) \quad (17)$$

Evaporador 1

$$Q_{EV,1} = \dot{m}_{2,liq} (H_{4,vap} - H_{3,liq}) \quad (18)$$

Evaporador 2

$$Q_{EV,2} = \dot{m}_{12,liq} (H_{14,vap} - H_{13,liq}) \quad (19)$$

Absorbedor 1

$$Q_{AB,1} = \dot{m}_{4,vap} H_{4,Vap} + \dot{m}_{10,mix} H_{10,mix} - \dot{m}_{5,mix} H_{5,mix} \quad (20)$$

Absorbedor 2

$$Q_{AB,2} = \dot{m}_{14,vap} H_{14,Vap} + \dot{m}_{20,mix} H_{20,mix} - \dot{m}_{15,mix} H_{15,mix} \quad (21)$$

Economizador 1

$$Q_{EC} = \frac{\dot{m}_{9,mix}(H_{10,mix} - H_{9,mix})}{\dot{m}_{5,mix}(H_{6,mix} - H_{5,mix})} \quad (22)$$

Economizador 2

$$Q_{EC} = \frac{\dot{m}_{19,mix}(H_{20,mix} - H_{19,mix})}{\dot{m}_{15,mix}(H_{16,mix} - H_{15,mix})} \quad (23)$$

2.5.- Coeficiente de operación para DSHT

Se define el coeficiente de operación de un transformador térmico por absorción COP (por sus siglas en inglés de Coefficient of performance) como la relación de calor útil a la mayor temperatura con respecto a la cantidad de calor suministrada.

SSHT:

$$COP_1 = \frac{Q_{AB}}{Q_{GE} + Q_{EV}} \quad (24)$$

DSHT:

$$COP_2 = \frac{Q_{AB2}}{Q_{GE1} + Q_{EV1} + Q_{GE2}} \quad (25)$$

2.6.- Incremento de temperatura

Por su parte el GTL (por sus siglas en inglés Gross Temperature Lift) se define como la diferencia de temperatura entre el absorbedor y el evaporador.

SSHT:

$$GTL_1 = T_{AB1} - T_{EV1} \quad (26)$$

DSHT:

$$GTL = T_{AB2} - T_{EV2} \quad (27)$$

2.7.- Parámetros térmicos dependientes de la operación de un SSHT

Como se mencionó en las secciones previas, el COP y GTL son dos de los parámetros importantes para el transformador térmico. Al graficar estos parámetros muestran las tendencias en las que de acuerdo a un COP constante corresponde solamente un GTL, en las Figuras 2.3 – 2.6 se muestran las tendencias teóricas completas para las condiciones experimentales de un transformador térmico de una etapa.

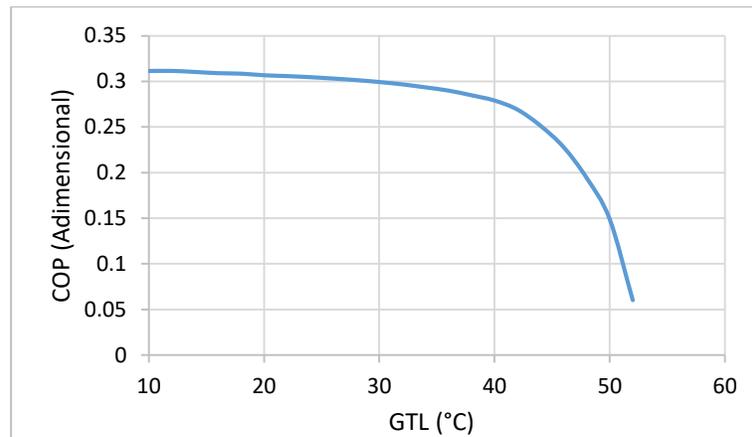


Figura 2.3.- Coeficiente de operación en función del GTL operando con la mezcla Carrol/Agua $T_{EV} = 73.3 \text{ }^\circ\text{C}$, $T_{GE}=62.0 \text{ }^\circ\text{C}$, $T_{CO}=23.2 \text{ }^\circ\text{C}$

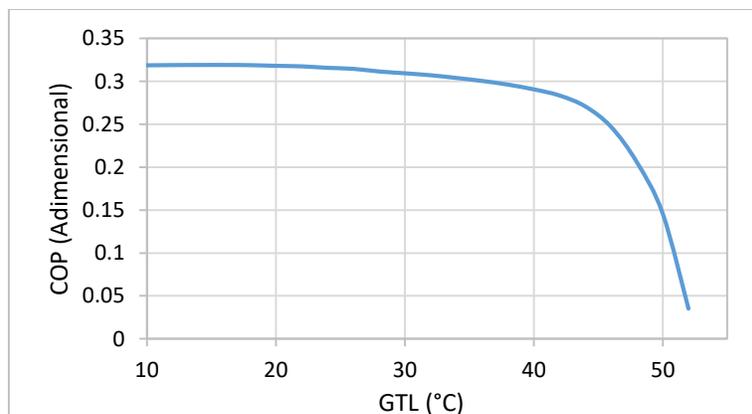


Figura 2.4.- Coeficiente de operación en función del GTL operando con la mezcla Carrol/Agua $T_{EV} = 67.8 \text{ }^\circ\text{C}$, $T_{GE}=61.5 \text{ }^\circ\text{C}$, $T_{CO}=23.8 \text{ }^\circ\text{C}$

La Figura 2.3 muestra una variación de 10 a 60 °C en el valor de GTL, se muestra un comportamiento no lineal para los parámetros COP y GTL. Sin embargo, hay dos valores máximos en esa figura: el valor máximo de COP al mínimo de GTL. Al igual que en el análisis anterior, para la Figura 2.4, el COP máximo tiene un incremento de temperatura de 30 °C aproximadamente.

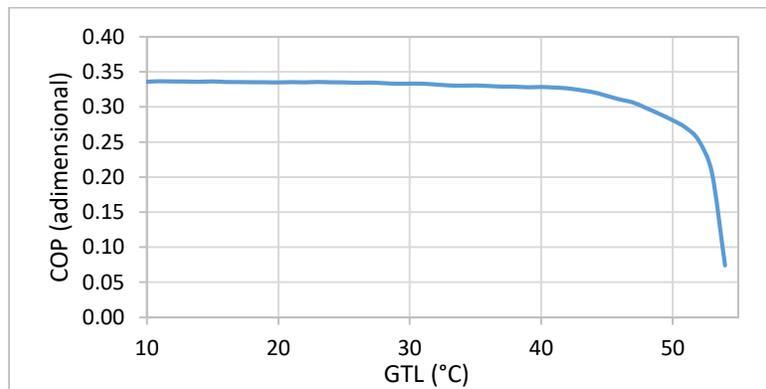


Figura 2.5.- Coeficiente de operación en función del GTL operando con la mezcla Carrol/Agua $T_{EV} = 62.6$ °C, $T_{GE}=60.8$ °C, $T_{CO}=22.9$ °C

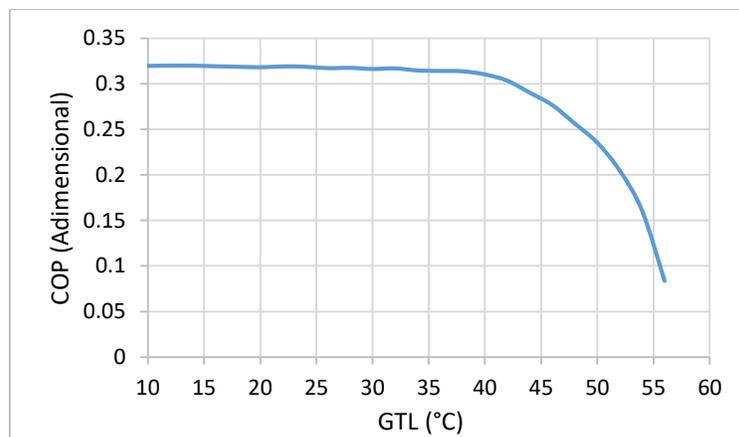


Figura 2.6.- Coeficiente de operación en función del GTL operando con la mezcla Carrol/Agua $T_{EV} = 67.7$ °C, $T_{GE}=61.6$ °C, $T_{CO}=23.1$ °C

Las figuras 2.5 y 2.6 muestran también los valores máximos de COP con el mínimo GTL y viceversa, con respecto a las temperaturas del evaporador, generador y condensador.

2.8.- Parámetros térmicos dependientes de la operación de un DSHT

Las Figuras 2.7 y 2.8 se muestran las tendencias de los valores COP en función del GTL para el transformador térmico de doble etapa. En la Figura 2.8 se muestra la gráfica para dos condiciones de operación, ya que ambas tienen un COP 0.20 y GTL 37.69.

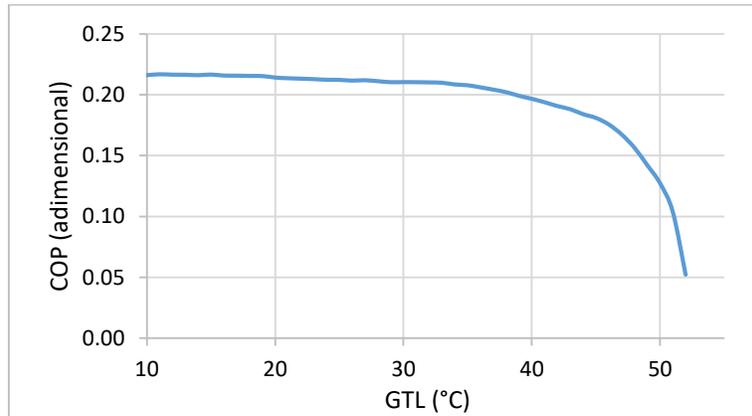


Figura 2.7.- Coeficiente de operación en función del GTL operando con la mezcla Carrol/Agua $T_{EV} = 81.4 \text{ }^{\circ}\text{C}$, $T_{GE}=65.5 \text{ }^{\circ}\text{C}$, $T_{CO}=23.8 \text{ }^{\circ}\text{C}$

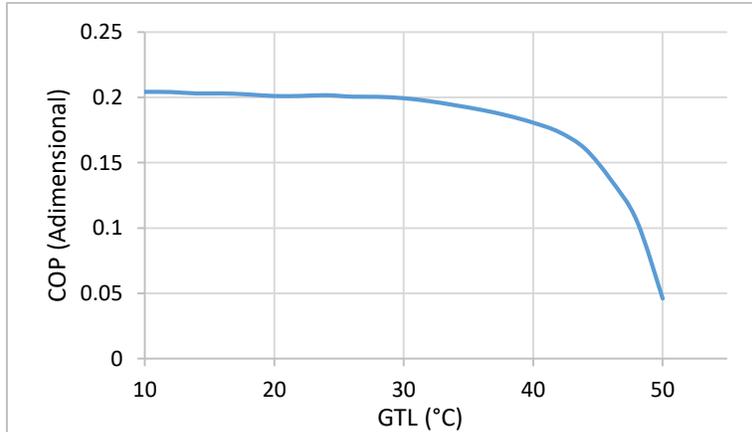


Figura 2.8.- Coeficiente de operación en función del GTL operando con la mezcla Carrol/Agua $T_{EV} = 83.9 \text{ }^{\circ}\text{C}$, $T_{GE}=65.9 \text{ }^{\circ}\text{C}$, $T_{CO}=22.9 \text{ }^{\circ}\text{C}$ y $T_{EV} = 82.6^{\circ}\text{C}$, $T_{GE}=65.2 \text{ }^{\circ}\text{C}$, $T_{CO}=23.2 \text{ }^{\circ}\text{C}$

2.9.- Cálculo de efectividades térmicas de componentes

La efectividad del intercambiador de calor (η), también conocido como eficiencia térmica, es un parámetro importante en el diseño del transformador térmico. El

resultado de los modelos simplificados es la sobreestimación de la transferencia de calor en cada componente. Se muestra una propuesta termodinámica basada en la eficacia para disminuir la sobreestimación de los componentes de las potencias de un trabajo previo (Anexo A). A continuación se muestran las ecuaciones, incluyendo un factor de efectividad de transferencia de calor y masa para cada uno de los componentes del transformador térmico.

En el generador domina el proceso de transferencia de calor, el cálculo de la efectividad con se realiza con potencias internas y externas del sistema.

$$\eta_{GE} = \frac{Q_{GE,O}}{Q_{GE,I}} \quad (28)$$

El condensador y el evaporador se calculan por el método ε - NTU

$$\eta_{CO} = 1 - e^{-NTU} \quad (29)$$

$$\eta_{EV} = 1 - e^{-NTU} \quad (30)$$

$$NTU = \frac{UA}{(\dot{m}Cp)_{min}} \quad (31)$$

El cálculo de la efectividad del absorbedor se realiza en función de las concentraciones de la mezcla Carrol/agua.

$$\eta_{AB} = \frac{x_{AB,ex} - x_{GE}}{x_{AB} - x_{GE,ex}} \quad (32)$$

El cálculo de la efectividad del economizador se basa en el método NTU. Las ecuaciones utilizadas se muestran en el anexo D. Finalmente de muestra el cálculo del COP_{η} incluyendo el factor de efectividad de cada uno de los componentes.

$$COP_{\eta} = \frac{Q_{AB} \eta_{AB}}{Q_{GE} \eta_{GE} + Q_{EV} \eta_{EV}} \quad (33)$$

2.10.- Algoritmo del Control Automático

Con la finalidad de lograr condiciones estable en la operación del transformador térmico, se diseño el algoritmo para el DSHT, de acuerdo a las necesidades experimentales. Con el cual se logre conseguir mejoras en la eficiencia de ciclo y de los coeficientes de operación (COP) [2.4].

A partir de la relación entre flujo de entrada del Calor a revalorizar (que ingresa a los generadores) q_i y respuesta de salida de calor T_o , se propone un modelo en el dominio de la frecuencia compleja mediante una función de transferencia $G(s)$.

$$G(s) = \frac{T_o(s)}{q_i(s)} = \frac{k}{(s+p_1)} = \frac{0.0167}{(s+0.0833)} \quad (34)$$

La ganancia k y la posición del polo p_1 de la función de transferencia propuesta (eq 34) se calculan mediante el tiempo de asentamiento del sistema (eq 35) y el teorema de valor final (eq 36), la función de transferencia del controlador PI se escribe en la forma de ganancia-posición ceros y polos (eq 37).

$$t_s = \frac{4}{p_1} \quad (35)$$

$$\lim_{t \rightarrow \infty} y(t) = \lim_{s \rightarrow 0} sY(s) \quad (36a)$$

$$\lim_{s \rightarrow 0} sY(s) = sG(s)U(s) = s \frac{k}{(s+0.0833)} \frac{3}{s} \quad (36b)$$

$$G(s) = \frac{k_p(s + \frac{k_i}{k_p})}{s} \quad (37)$$

Referencias

[2.1] C.V.Valdez-Morales, R.J.Romero, J.Ibarra-Bahena, Predicted and experimental COP for heat transformer based on effectiveness process, *Exp. Therm Fluid Sci*, 88 (2017) 490 – 503.

[2.2] J.A. Hernández-Magallanes, W. Rivera, A. Coronas, Comparison of single and double stage absorption and resorption heat transformers operating with the ammonia-lithium nitrate mixture, *Appl Therm Eng*, 125 (2017) 53 – 68.

[2.3] Reimann, R. and Biermann, W. J., “Development of a single family absorption chiller for use in solar heating and cooling system”, Phase III Final Report, Prepared for the U. S. Department of Energy under contract EG-77-C-03-1587, Carrier Corporation (1984).

[2.4] Cano M., José M., Refrigeración por absorción. Interés energético e impacto ambiental. Artículo técnico de las jornadas técnicas de climatización y energía, (2009).

Capítulo III

Metodología Experimental

En este capítulo se describe cada uno de los componentes y elementos básicos que conforman el transformador térmico. Estos componentes forman parte de un ciclo básico de transformador térmico y formarán parte del nuevo diseño de ciclo del transformador térmico de doble etapa por absorción.

3.1.- Introducción

Un SSHT consta básicamente de un evaporador, un condensador, un generador, un absorbedor y un economizador, como se ha mencionado anteriormente que un DSHT es un acoplamiento de dos SSHT [3.1], el sistema completo consta de diez intercambiadores de calor de placas de acero inoxidable 316 corrugadas de ángulo Chevron, con un área de transferencia de calor de 0.21 m^2 , una temperatura máxima de diseño de 100°C , como se muestra en la figura 3.1 [3.2].

Así como la descripción de tubería, sistemas de calentamiento y enfriamiento, bombas, sistemas auxiliares e instrumentación como se muestra a continuación:

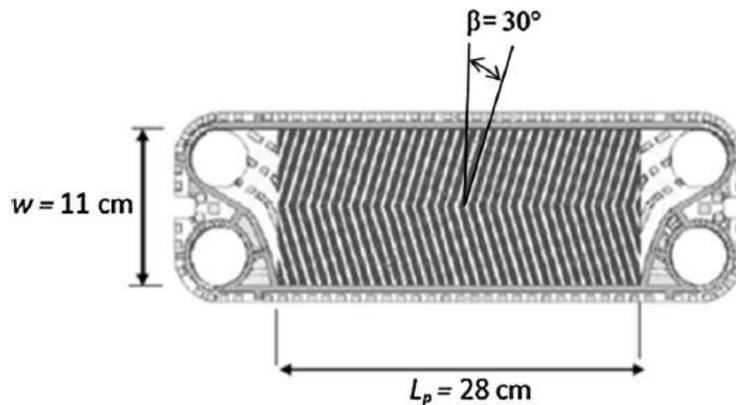


Figura 3.1.- Características geométricas del intercambiador de calor de placas utilizado en generador, condensador, evaporador y economizador [3.2].

3.2.- Generador

En el generador ocurre un proceso de desorción, en este caso el generador produce vapor de la mezcla Carrol/ H_2O (solución concentrada) calentada previamente por una fuente de calor (T_{GE}). El intercambiador de calor consta de siete placas con tres canales de enfriamiento y tres de calentamiento.

3.3.- Condensador

Dispositivo en donde ocurre el cambio de estado gaseoso a líquido al intercambia calor con un líquido frío, al ceder su calor latente de vaporización (Q_{CO}) a temperatura cercana al ambiente (T_{CO}), esto se realiza a una menor presión (P_{CO}), al igual que el generador, está formado por un intercambiador de placas con cuatro placas, dos canales para la circulación del agua de enfriamiento y un canal para la circulación del vapor de agua proveniente del generador.

3.4.- Evaporador

En este componente se lleva a cabo el cambio de líquido a vapor, una cantidad de calor (QEV) es suministrado para que el fluido de trabajo alcance su punto de ebullición (TEV). El proceso de cambio de fase genera una zona de alta presión (PEV). El intercambiador de calor consta de siete placas y cinco canales.

3.5.- Economizador

La función del economizador es recuperar calor sensible en un intercambiador de calor, intercambio de calor de la corriente caliente (solución diluida proveniente del absorbedor) y la corriente fría (solución concentrada proveniente del generador). La corriente caliente cede calor sensible aumentando la temperatura de la corriente fría para que el proceso de absorción se lleve a cabo en niveles más altos de temperatura y presión, el intercambiador de calor consta de siete placas y cinco canales.

3.6.- Absorbedor

En el absorbedor el vapor del fluido de trabajo proveniente del evaporador es absorbido por la mezcla de trabajo concentrada, bombeada desde el generador, de tal manera que por dicho proceso se libera una cantidad de calor (QAB) a la temperatura más alta de todos los componentes (TAB).

El absorbedor es un absorbedor adiabático. La cámara adiabática consistió en una conexión "Y" de acero inoxidable 316L de 1" de diámetro nominal y 3" de longitud. Por la parte superior se conectó una reducción tipo campana de 3/8"-1" NPT para roscar una conexión de 3/8" NPT – 3/8" Tubing. Por la entrada lateral se conectó una reducción tipo campana de 3/8" – 1" NPT para roscar una conexión de 1/2" NPT – 1/2" Tubing. Ambas conexiones NPT – Tubing fueron barrenadas para ajustar la distancia entre ambos tubos, de manera que el contacto entre el vapor proveniente del evaporador y la cortina de líquido generada por la boquilla plana fuera lo más cerca posible [3.3].

3.7.- Instrumentación

Los instrumentos de medición son elementos importantes para caracterizar el comportamiento del transformador térmico. A continuación se presenta los dispositivos utilizados para la instrumentación del transformador térmico.

3.7.1.- Medidores de flujo

Para la medición de flujo fueron necesarios 9 flujómetros, con las siguientes características:

- 1) Flujómetro de escala 4 – 56 l/min marca Cole Parmer, mide el flujo de calentamiento que proporciona el termotanque a la entrada del generador. La Tabla 3.1 y la figura 3.2 muestra las características de este flujómetro.

Tabla 3.1.- Características del flujómetro con escala 4 – 56 l/min.

Escala	Exactitud	Repetitividad	Presión máxima
4 - 56 l/min 0.2 – 2 GPM	± 2% escala completa	± 1%	6000 PSI
Conexiones	Cubierta	Máxima temperatura de operación	Modelo
1/4" NPT (F)	304 SS	115.5 °C	HC205S - 005



Figura. 3.2.- Flujómetro escala 4 – 56 l/min

- 2) Flujómetro de escala 0 – 150 marca Key Instruments, utilizado para medir de solución de trabajo que circula en el circuito interno del transformador térmico. La Tabla 3.2 muestra las características de este flujómetro. La Figura 3.3 muestra este tipo de flujómetro.

Tabla 3.2.- Características del flujómetro con escala 0 – 150.

Precisión	Flotador	Placa posterior	O – ring
±5% escala completa	316 SS	Aluminio anodizado	VITON®
Conexiones	Tubo de flujo	Temperatura máxima	Presión máxima
1/8" NPT (F)	Boro silicato	93°C	200 PSI



Figura. 3.3.- Flujómetro del circuito interno

- 3) Flujómetro de escala 0 – 10 marca Cole Parmer, mide el flujo del sistema de calentamiento del evaporador y el flujo del sistema de enfriamiento del absorbedor. La Tabla 3.3 muestra las características del flujómetro. La Figura 3.4 muestra este flujómetro.

Tabla 3.3.- Características del flujómetro con escala 0 – 10.

Escala	Exactitud	Repetitividad	Presión máxima
0 – 10	± 5% escala completa	± 0.25%	100 PSI
Tubo e flujo	Máxima temperatura de operación	Conexiones	Flotador
PTFE	250 °F (121°C)	3/8" NPT	PTFE



Figura 3.4.- Flujómetro con escala 0 – 10

- 4) Flujómetro escala 1 – 7 l/min, mide el flujo del agua de la torre de enfriamiento que entra al condensador. La Tabla 3.4 muestra las características del flujómetro. La Figura 3.5 muestra este flujómetro.

Tabla 3.4.- Características del flujómetro con escala 1 – 7 l/min.

Escala	Exactitud	Repetitividad	Presión máxima
1 – 7 l/min 0.2 – 2 GPM	± 5% escala completa	± 0.25%	100 PSI
Máxima temperatura de operación	Conexiones	Tubo de flujo	Flotador
65 °C	½" NPT	Acrílico	316 SS



Figura 3.7.- Flujómetro con escala 1 – 7 l/min

3.7.2.- Adquisidor de datos

La interpretación de las lecturas realizadas por los termopares se lleva a cabo con un adquisidor de datos marca Agilent Technologies de Hewlett- Packard, modelo 34972A, el cual cuenta con tres puertos para tarjetas multiplexoras, con capacidad de 20 canales cada una, para conectar las señales de entrada de mV de los termopares. El adquisidor de datos se encuentra conectado a través de un cable USB a una computadora de escritorio. El registro de las temperaturas se realiza con el software Agilent Vee Pro versión 9.3. La Figura 3.8 muestra el adquisidor de datos.



Figura 3.8.- Adquisidor de datos modelo 34970

3.7.3.- Termopozos

Los termopozos tienen un tubing cerrado del extremo, el cual está en contacto con el fluido y la parte expuesta esta soldada a un tapón de 1" de acero inoxidable 316. La figura 3.9 muestra el termopozo.



Figura 3.9.- Termopozos

3.7.4.- Termopares

Para la medición de la temperatura se utilizan termopares tipo T (Cobre-Constantan), estos termopares están conectados a un adquisidor de datos Hewlett Packard por medio de una tarjeta multiplexora. Los termopares están instalados dentro de termopozos En la Tabla 3.5 y Figura 3.10 se muestra las características de los termopares.

Tabla 3.5.- Características de los termopares

Rango de temperatura	Error máximo	Precisión
0 - 120 °C	± 0.5%	± 0.5 °C

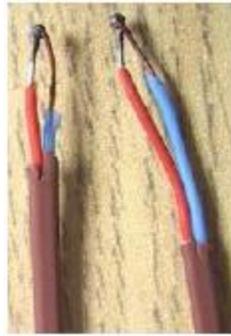


Figura.- 3.10 Termopares tipo T

3.7.5.- Bombas

El DSHT cuenta con seis microbombas de desplazamiento positivo de la marca Cole-Parmer. El cabezal de las microbombas es de acero inoxidable 316, con engranes de PEEK (por sus siglas en inglés, Polyetheretherketone) y sellos de PTFE (por sus siglas en inglés Polytetrafluoroethylene), con una velocidad variable de 0 a 5,000 rpm. Los puertos de entrada y salida del cabezal de la microbomba son de 1/8" NPT. Cada una cuenta con un controlador manual de flujo volumétrico. La Figura 3.11 muestra el tipo de bomba utilizada.



Figura 3.11.- Tipo de microbomba utilizada en el DSHT

3.7.6.- Manovacuómetros

Para medir la presión en el transformador térmico se tienen instalados manovacuómetros digitales marca WIKA, modelo DG-10S. La Tabla 3.6 muestra las características de los manovacuómetros utilizados. La Figura 3.12 muestra una fotografía de los manovacuómetros utilizados.

Tabla 3.6.- Características de los manovacuómetros

Rango	Exactitud	Máxima temperatura de operación	Carcasa
30" Hg a 60 PSI	± 0.5%	-30 a 100 °C	316 ss
Posición	Conexiones	Cara frontal y disco	Tipo de indicador
4 dígitos	¼" NPT (M)	Poliéster	LCD de 7 segmentos



Figura 3.12.- Manovacuómetros utilizados en el DSHT

3.7.7.- Muestreo de la mezcla de trabajo (Septas)

Para el muestreo de la mezcla de trabajo y determinación de la concentración, se colocaron septas a la entrada y salida del absorbedor para tomar muestra de la línea de solución diluida y de la línea de solución concentrada respectivamente. Son conexiones NPT – Tubing de 3/8" a las que se les ajusta un tapón de hule, como se observa en la Figura 3.13, que permite introducir una aguja de jeringa sin producir fugas.



Figura 3.13.- Septa

3.7.8.- Refractómetro

La medición de la concentración de la muestra se realiza por medio del índice de refracción, para ello se utiliza el refractómetro Abbemat 200, el cual utiliza la luz reflejada en lugar de la luz transmitida para cuantificar el índice de refracción de líquidos. De esta manera, la muestra (colocada en la parte superior del prisma) es irradiada desde diferentes ángulos por una fuente de luz LED. En la interface entre la muestra y el prisma, el rayo de luz LED es tanto refractada dentro de la muestra como reflejada de regreso en el prisma. La luz reflejada es detectada por un sensor. Éste ángulo crítico de reflexión total calculado es usado para determinar el índice de refracción de la muestra. Éste refractómetro tiene una precisión de ± 0.0001 . La Figura 3.14 muestra el refractómetro utilizado.

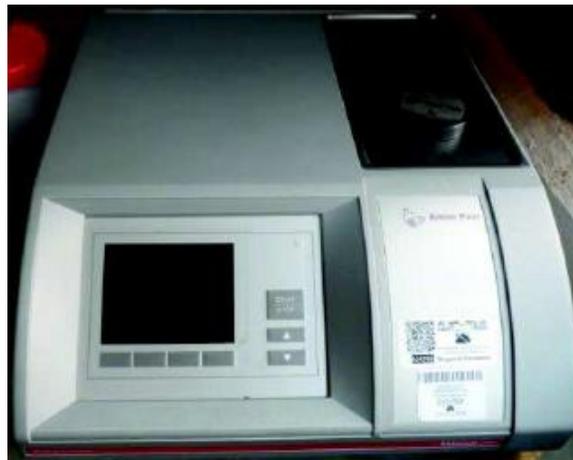


Figura 3.14.- Refractómetro Abbemat 200

3.7.9.- Pirómetro

Un pirómetro es un instrumento para censar y regular temperatura abriendo y cerrando un circuito eléctrico que se encuentra conectado a un dispositivo de calefacción o enfriamiento. Para el control de temperatura del termotanque de calentamiento para del generador se instalaron dos pirómetros, cada pirómetro regula una resistencia de 1 kW. Otro pirómetro fue instalado para regular una resistencia de 1 kW del termotanque del sistema de calentamiento del evaporador. Debido a que este tipo de pirómetro no está diseñado soportar una intensidad de corriente mayor a 5 A, fue necesario la instalación de una bobina electromagnética (contactor) para evitar una sobrecarga en el instrumento. La lectura de la temperatura se registra por medio de un termopar tipo J (Hierro-Constantan). La Tabla 3.7 muestra las características de los pirómetros utilizados. La Figura 3.15 muestra el pirómetro utilizado.

Tabla 3.7.- Características del pirómetro

Marca	Exactitud	Temperatura de operación	Repetitividad
TSW	$\pm 2\%$ del rango	0 a 800 °C con termopar tipo J	$\pm 2\%$ del rango a temperatura y voltaje constante
Modelo	Salida disponible	Conexiones	Banda proporcional (Control P y PD)
Serie 901	5 A @ 250 VCA	Terminales de tornillo	3% del rango



Figura 3.15.- Pirómetro utilizado para el censado y regulación de temperatura

3.8.- Accesorios

Fueron utilizados accesorios para todos los circuitos del transformador térmico, accesorios que permitieron conectar, aislar y acoplar cada uno de los componentes para un buen funcionamiento y poder realizar pruebas experimentales.

3.8.1.- Válvulas

Se utilizaron nueve válvulas tipo bola de acero inoxidable 316. Se colocó una válvula anti-retorno en miniatura (válvula check) de diafragma para separar las dos regiones de presión, es de polipropileno con diafragma de Viton, con conexiones $\frac{1}{4}$ " Tubing. Esta válvula se encuentra entre la bomba que conduce el líquido condensado que

sale del condensador y la entrada del evaporador. La Figura 3.16 muestra la válvula anti- retorno.



Figura 3.16.- Válvula anti- retorno en miniatura

3.8.2.- Tuberías y Conexiones

La tubería utilizada para el circuito principal, donde circula la mezcla de trabajo, es de acero inoxidable 316, con conexiones NPT-tubing de 3/8". Se utilizaron conexiones tipo "T" de 1" y de 3/8" de diámetro nominal para los puertos de salida de los intercambiadores, conexiones utilizadas para la instalación de sensores de temperatura y para la colocación de las septas.

Se utilizaron reducciones tipo bushing de 1" – 3/8" para los puertos de salida y entrada de los intercambiadores así como de 1/4" – 3/8" para el acoplamiento de las septas.

Para el circuito de la mezcla de trabajo se utilizó tubería de acero inoxidable 316 de 3/8" (tubing) calibre 20 (BWG), en la zona que conecta el condensador con el evaporador, se utilizaron conexiones de 1/8" de latón, así como manguera de nylon de 3/8" que soporta hasta 125 PSI y 65°C.

Para los circuitos de calentamiento y enfriamiento se utilizó tubería de 1/2" de acero inoxidable 304 calibre 20 (BWG).

3.8.2.- Aislante térmico

Con el fin de minimizar las pérdidas de calor en el transformador térmico, se utilizó aislante térmico en todos los componentes, tuberías y conexiones del equipo, el aislante es marca Armaflex, con un rango de temperaturas de operación de -57 a 105 °C (-70 a 220 °F), el coeficiente de conductividad térmica es 0.039 W/m·K. Para los intercambiadores de calor se utilizó aislante térmico en de placa de 3/4" de espesor y en tubería de 3/8" y la manguera de 5/8" se cubrió con secciones de tubo de 7/8" de diámetro nominal por 1/2" de espesor.

3.9.- Servicios

A continuación se describen los servicios utilizados para el funcionamiento del transformador térmico, servicios de calentamiento utilizados en generador y evaporador, así como los servicios de enfriamiento utilizados en condensador y absorbedor.

3.9.1.- Sistema de calentamiento para generador

Para el sistema de calentamiento en el generador se cuenta con un tanque de 100 litros lleno hasta el 80% de su capacidad con agua. Este tanque tiene instaladas 2 resistencias de 1 kW, las cuales están controladas con pirómetros. Para suministrar calor al generador del tanque de calentamiento se utiliza una bomba con las siguientes características: Flujo de 5 a 40 l/min, potencia 0.37 kW (0.5 Hp), 5.3 A, 127 V, 3450 rpm.

3.9.2.- Sistema de calentamiento para evaporador

El sistema de calentamiento para el evaporador se lleva a cabo con la ayuda de un tanque de 10 litros, el cual contiene líquido refrigerante (etilenglicol) concentrado. Este tanque tiene instalada una resistencia de 1 kW, que es controlada con un pirómetro. Para suministrar calor al evaporador del tanque de calentamiento se utiliza una bomba con las siguientes características: 3000 rpm, potencia de 186 W (0.25 HP), 127 V.

3.9.3.- Sistema de enfriamiento para absorbedor

El sistema de enfriamiento en el absorbedor es realizado por un circuito que consta de un tanque de 6 litros que contiene etilenglicol, que funciona como un caloportador, este sistema de enfriamiento es necesario para retirar el calor producido por la reacción exotérmica que se produce dentro del absorbedor. Para la circulación del etilenglicol se utiliza una bomba de 186 W de potencia (0.25 HP), 3,000 rpm y 127 V.

3.9.4.- Sistema de enfriamiento para condensador

El sistema de enfriamiento en el condensador se realiza por medio de una torre de enfriamiento Hidrofan, de tiro inducido, la torre tiene 2.66 m de altura, el contenedor de agua tiene 0.72 m de ancho por 1.05 m de largo. La bomba utilizada para suministrar el agua de la torre de enfriamiento al condensador es de 0.375 kW (0.5 HP, 3450 rpm, y 60 Hz, la Figura 3.17 muestra la torre de enfriamiento.



Figura 3.17.- Torre de enfriamiento

Referencias.

- [3.1] J. Ibarra-Bahena, R.J. Romero, L. Velazquez-Avelar, C.V. Valdez-Morales, Y.R. Galindo-Luna, Experimental thermodynamic evaluation for a single stage heat transformer prototype build with commercial PHEs, *Appl. Therm. Eng.* 75 (2015) 1262 – 1270.
- [3.2] J. Ibarra-Bahena, R.J. Romero, L. Velazquez-Avelar, C.V. Valdez-Morales, Y.R. Galindo-Luna, Evaluation of the thermodynamic effectiveness of a plate heat exchanger integrated into an experimental single stage heat transformer operating with Water/Carrol mixture, *Exp. Therm. Fluid Sci.* 51 (2013) 257 – 263.
- [3.3] Ibarra Bahena J., Modelado, construcción y evaluación del proceso de absorción para ciclos avanzados de transformador térmico. Tesis doctoral. UAEM, México (2016).

Capítulo IV

Control Automático del DSHT

En el siguiente capítulo se describe la implementación e instrumentación del control automático utilizados en el DSHT, así como las modificaciones que se realizaron en el equipo para colocar la instrumentación aplicada.

4.1.- Introducción

La automatización y el control de procesos es algo prácticamente imprescindible en la industria, ya que son necesarios el uso de sistemas y equipos que permitan una mayor confiabilidad, productividad y competitividad. La base fundamental del control automático, es la aplicación del principio de realimentación, permitiendo utilizar algoritmos de control mucho más complejos. Algunas de las ventajas del control automático son las siguientes [4.1]:

- Reducción de errores
- Reducción en la inversión de mano de obra en tareas no especialidades
- Ahorro en energía o potencia
- Comodidad y conveniencia
- Seguridad
- Minimizar tiempos
- Ampliación de posibilidades de un sistema

Como se menciona en el capítulo I, de acuerdo a la literatura consultada se reportan mayormente casos de control en sistemas de refrigeración y pocos trabajos reportados en bombas de calor, por ejemplo presentando modelos matemáticos para simulación y control de un evaporador por medio de una ecuación diferencial parcial [4.2], simulaciones de respuestas transitorias de un sistema de refrigeración, controlando la temperatura de operación [4.3] y el control predictivo en los mismos sistemas [4.4].

Otro método de control es la regulación y variación de flujo en un sistema con el acondicionamiento de válvulas y regulación de la velocidad en motores, Ding et al., proponen una estrategia de operación para el control de un enfriador por medio de la regulación en la velocidad del flujo y velocidad de un compresor, así como regulación de apertura de válvulas de expansión [4.5 y 4.6]. Vargas y Parise presentaron un estudio con una bomba de calor, en el cual la velocidad del compresor era controlada por medio de un servomotor de corriente directa, concluyendo que se tenía ahorro de energía significativa y la estabilidad de la temperatura en el área de aplicación, en comparación con el modelo on-off trabajando en las mismas condiciones ambientales [4.7].

Referente a la forma que se plantea en este trabajo la aplicación de control automático, como una herramienta de ayuda para mantener las condiciones de operación y repetitividad del transformador térmico con base en el modelo que se propone en el siguiente capítulo, se ha encontrado que esta aplicación solo se ha reportado en la literatura de manera teórica, por lo que ahora se presenta una aplicación experimental. A continuación se muestra la instrumentación y la implementación de control automático que se aplicó.

4.2.- Instrumentación para el Control Automático del DSHT

El control automático a diferencia del manual, se basa en dispositivos y equipos que conforman un conjunto capaz de tomar decisiones sobre los cambios y ajustes necesarios en un proceso para conseguir los mismos objetivos que el control manual pero con muchas ventajas adicionales

Para desarrollar una estrategia de operación apropiada se deben comprender las características de operación en las que trabaja el DSHT y cómo afectan directamente su comportamiento. Para la selección de los instrumentos de medición y actuación se tomaron en cuenta diversos factores de construcción y operación del transformador tales como: temperatura, tipo de fluido y diámetro de la tubería. Con base en el análisis de estos factores se procede a realizar una búsqueda de los diferentes tipos de equipos comerciales que cumplan con las características necesarias para el diseño del controlador.

El DSHT contaba inicialmente con válvulas manuales de bola de ½ pulgada. Para implementar el control automático las válvulas manuales son acopladas con motores para controlar el cierre, apertura y el flujo a través de las mismas. Utilizando un torquímetro se determinó que el torque necesario para la apertura y cierre de estas válvulas se encuentra alrededor de los 1.57 Nm Esta medición sirve para el dimensionamiento de los actuadores. Se decide utilizar como actuadores cinco servomotores modelo HK 15298B de 1.97 Nm de torque como se muestra en la Figura 4.1. Estos actuadores operan con un voltaje de 4.8 V que es estándar para muchos dispositivos de lógica digital y presentan la ventaja de tener una entrada de control tipo PWM (Pulse Width Modulation) o modulación por ancho de pulso con la que se puede manipular fácilmente su posición angular.

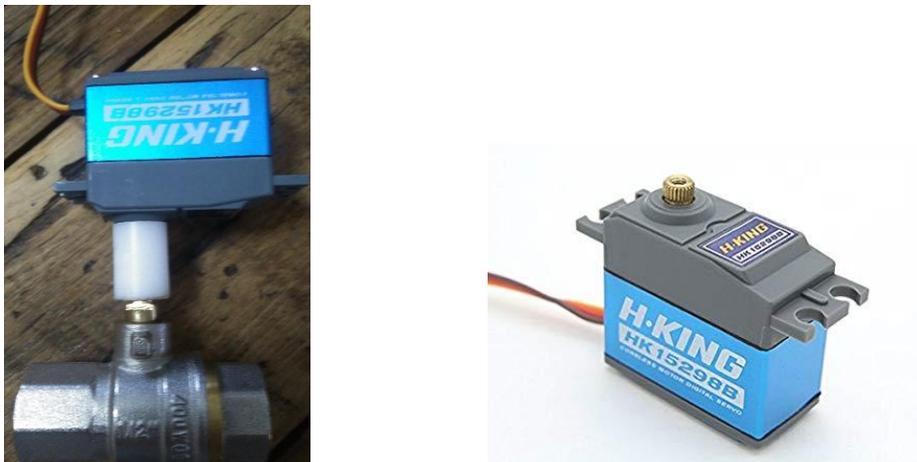


Figura 4.1.- Válvula con servomotor ensamblado

Para la medición del flujo se colocaron 3 sensores de flujo de efecto Hall de 1" de diámetro, modelo FS400A. El sensor consta de un núcleo magnético, un impulsor giratorio, una carcasa, un sensor externo y un sensor de efecto Hall. Cuando el agua fluye a través del rotor, el rotor gira, activa el núcleo magnético para activar los cambios de velocidad de acción del interruptor con diferentes velocidades de flujo. El sensor de efecto Hall emite las señales de pulso correspondientes para obtener la velocidad de flujo a través de dichos pulsos, Figura 4.2. La capacidad del sensor es de 1-60 l/min (con una precisión del $\pm 3\%$), resistencia de presión < 1.2 MPa, voltaje de funcionamiento DC 5 ~ 12 V y una temperatura de operación máxima de 120 °C. Aunque no es específico para aplicaciones asociadas a variación de temperatura se utilizará por estar disponibles en el mercado nacional.



Figura 4.2.- Sensor de flujo digital de efecto Hall

Se decide utilizar una tarjeta de desarrollo con el microcontrolador arduino Mega 2560 como interfaz entre los sensores y actuadores y una PC donde se programa el algoritmo de control. La tarjeta opera con un voltaje de 5 V, se alimenta a través de la conexión USB o con una fuente de alimentación externa, tiene 54 pines de Entrada/Salida digitales (de los cuales 15 proporcionan salida PWM), Figura 4.3. El algoritmo de control se programa en LabView y corre en una PC.

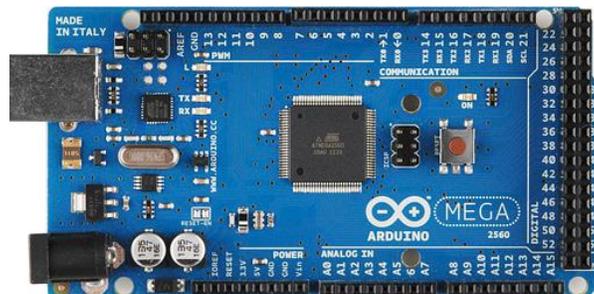


Figura 4.3.- Microcontrolador ATmega 2560

4.3.- Implementación del control automático en el DSHT.

Los cinco servomotores fueron acoplados con las válvulas manuales imprimiendo tres piezas plásticas para lograr el acoplamiento mecánico, válvulas que se encontraban en el sistema de calentamiento para el generador, Figuras 4.4 y 4.5. La primer pieza es un acoplador que se coloca entre el engrane del motor y el vástago de la válvula, las otras dos piezas forman una base para fijar el servomotor con la tubería donde se encuentra la válvula. De esta forma, el movimiento angular de cada servomotor acciona la apertura y cierre de la válvula. Los tres sensores digitales de flujo sustituyeron a tres flujómetros analógicos, Figura 4.6. La tabla 4.1 resume las variables físicas medidas y actuadas con los transductores mencionados.

Tabla 4.1.- Variables físicas medidas y actuadas con los transductores

Transductor	Variable física	Medida o actuada
Servomotor 1	Flujo del sistema de calentamiento entrada generador etapa 1	Actuada
Servomotor 2	Flujo del sistema de calentamiento entrada generador etapa 2	Actuada
Servomotor 3	Flujo sistema de calentamiento evaporador 1	Actuada
Servomotor 4	Flujo sistema de calentamiento evaporador 2	Actuada
Flujómetro 1	Entrada del sistema de calentamiento de generador 1	Medida
Flujómetro 2	Entrada del sistema de calentamiento de generador 2	Medida
Flujómetro 3	Entrada del sistema de calentamiento de evaporador 1 y 2	Medida

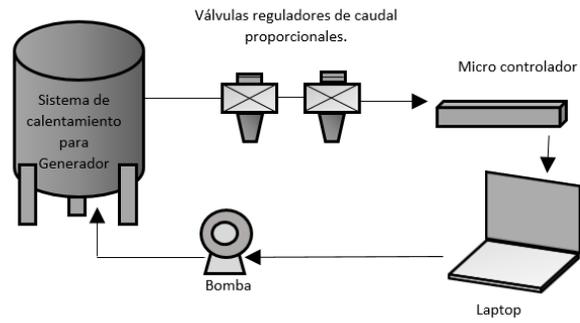


Figura 4.4.- Diagrama general para el sistema de calentamiento del generador



Figura 4.5.- Reemplazo de válvulas



Figura 4.6.- Reemplazo de los flujómetros analógicos por los digitales

La instrumentación propuesta para el DSHT es de bajo costo y permitió realizar pruebas experimentales operando con ambas etapas en estado estacionario durante largos periodos de tiempo.

4.4.- Programación del control automático.

El control se realizó en el lenguaje de programación LabView, mediante el cual se tiene el control de las funciones básicas de comunicación y configuración del sistema de instrumentación. El panel de control mostrado en la Figura 4.7, es diseñado con gráficos que registran la señal del sensor de flujo y el cambio del flujo en la entrada del generador, así como un control manual de apertura gradual de la válvula para regular y mantener el flujo requerido en litros por minuto, estos valores se registran de manera visual y en tiempo real en los indicadores numéricos.

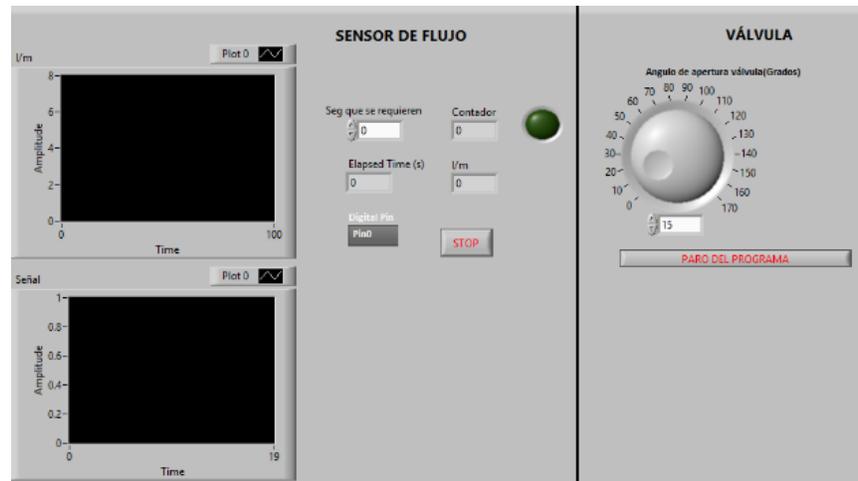


Figura 4.7.- Panel frontal de la pantalla de control

El panel de control es un instrumento visual de ayuda inmediata para monitoreo en tiempo real del sistema, y regular desde dicha interfaz el paso de fluido con el control de apertura de la válvula en caso requerido.

Ahora bien, la funcionalidad de la interfaz de usuario depende de un lógica programada para el control de la instrumentación instalada en el sistema, misma que permitirá la toma desiciones de mejora en el mismo. De modo que, para llevar a cabo la sincronia de sistema con la instrumentación y el control se requiere como primer paso la configuración de la vía de comunicación del sistema, una tarjeta arduino mega 2560 es el dispositivo de comucación, dentro de la interfaz de programación se selecciona el tipo de puerto y el número de Pin al cual está conectada la tarjeta, además se establece un estado inicial de las condiciones del DSHT, Figura 4.8, así como la selección del número de servomotores que se utilizarán y la válvula totalmente abierta.

Cuando ambas condiciones se cumplen, el flujo pasa a través del sensor, el sensor genera señales de pulso que registra el programa y se regula la apertura de la válvula de acuerdo con el flujo que se desea tener para operar el equipo, de esta forma se evita la dependencia de apertura manual de la válvula.

Posteriormente se hace un conteo de pulsos del sensor, ya que es necesario este valor para realizar el calculo de los litros por minuto que pasan por la tubería, este valor se obtiene multiplicando el conteo de pulsos en cada segundo por un valor de referencia, esta información se puede ver en el Anexo A. El gasto medido por el sensor se puede visualizar por medio de un gráfico que muestra en tiempo real el comportamiento del mismo. Mediante el panel virtual programado se puede realizar el control manual de las válvulas o hacer el cambio a modo automático una vez que se ha logrado la estabilización de la planta.

El modo manual se utiliza para el desarrollo de estrategias de control del transformador térmico, como se muestra en la siguiente sección.

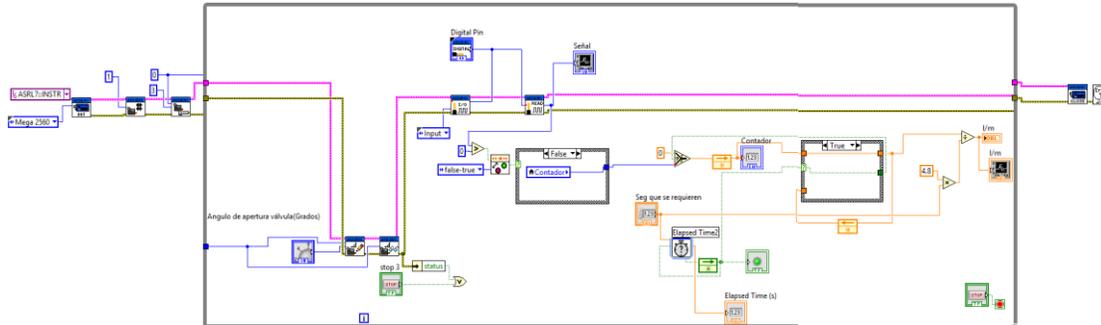


Figura 4.8.- Diagrama de bloques para el control de válvulas y sensor de flujo

4.5.- Diseño de algoritmo de control.

Con la finalidad de lograr condiciones estable en la operación del transformador térmico, se diseñó el algoritmo para el DSHT, de acuerdo a las necesidades experimentales. Con el cual se logró conseguir mejoras en la eficiencia de ciclo y de los coeficientes de operación (COP) [4.8]. El control inicia y da respuesta posteriormente al precalentamiento del sistema, esto con el fin de que el proceso de generación de vapor en el generador sea más rápido.

4.5.1. Determinación del modelo matemático del control

El modelo matemático se obtiene por medio de una prueba experimental a lazo abierto. Se considera que el transformador térmico se encuentra en estado cuasi-estacionario, se fuerza una entrada escalón en el generador Figura 4.9e, con una variación de 3 l/min durante dos minutos.

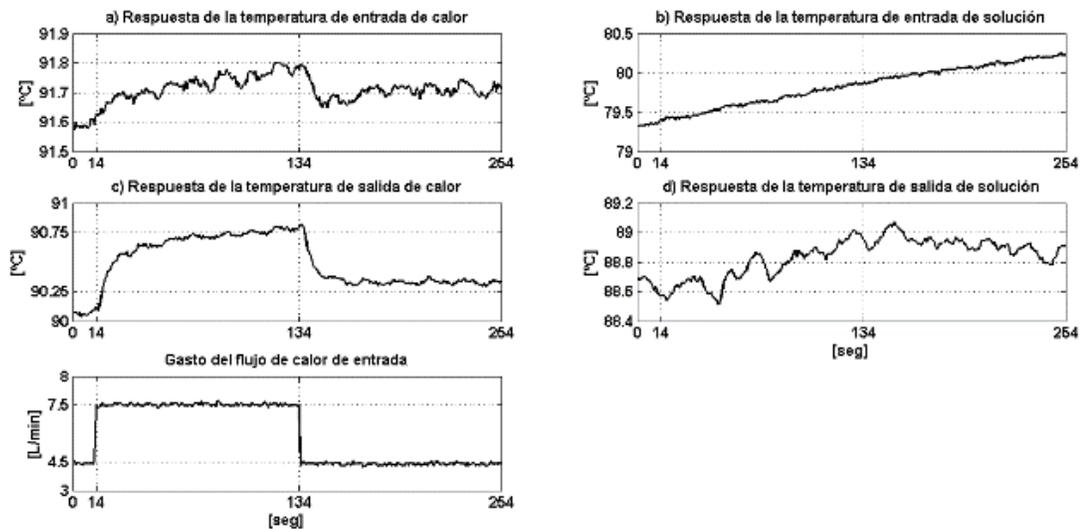


Figura.- 4.9 Respuesta a lazo abierto del generador

Esta prueba muestra que: la variación de gasto del flujo de calor de entrada del generador permite controlar las temperaturas de entrada Figura 4.9a y salida Figura 4.9c de calor y la salida de solución, Figura 4.9d. La temperatura de entrada de solución, Figura 4.9b, muestra una pendiente de $3.3e^{-3} \text{ } ^\circ\text{C/s}$ debido al estado cuasi-estacionario. Las respuestas de las tres temperaturas muestran un comportamiento fundamentalmente de primer orden Figura 4.9. A partir de la relación entre gasto de flujo de entrada q_i y respuesta de salida de calor T_o , Figura 4.9c, se propone un modelo (eq 34) en el dominio de la frecuencia compleja mediante una función de transferencia $G(s)$. Los resultados experimentales muestran que ante una entrada escalón con 3 l/min de tamaño implican un cambio en la salida (eq 36b) de aproximadamente $0.6 \text{ } ^\circ\text{C}$ en un tiempo alrededor de 48 segundos (eq 35).

Para la comparación del tiempo de asentamiento que muestra la ecuación 35, se tomó en cuenta el criterio de $\pm 2\%$, se puede observar en la Figura 4.9c, que el tiempo es el mismo cuando se eleva o disminuye la temperatura es el mismo, por lo que en base a la gráfica se determinó que el tiempo de asentamiento del sistema es de 48 segundos.

4.5.2. Diseño del controlador PI

La función de transferencia propuesta (eq 34) se utiliza para el diseño del controlador PI. La metodología de diseño es la siguiente [4.10]: (i) la función de transferencia del controlador PI se escribe en la forma de ganancia-posición ceros y polos (eq 37), (ii) se propone el cero del controlador en la posición $z_{PI} = -0.3$, (iii) se proponen dos tiempos de asentamiento $t_{s1} = 30.0 \text{ s}$ y $t_{s2} = 15.0 \text{ s}$ correspondientes a dos controles PI_1 y PI_2 respectivamente y (iv) mediante el uso

del lugar geométrico de las raíces y con la ayuda de un software de simulación Figura 4.10, se calculan las ganancias proporcional e integral de los controles respectivos (Tabla 4.2). Los tiempos de asentamiento propuestos (menores al tiempo de asentamiento en lazo abierto) y la posición del cero (tan sólo 3.6 veces más rápido que el polo en lazo abierto) pretenden forzar una mejora medida de la dinámica a lazo abierto de tal forma que no den por resultado grandes ganancias de control ya que la respuesta es en lazo abierto, la Figura 4.10 muestra un ruido considerable tanto en las mediciones de flujo como en las de temperatura.

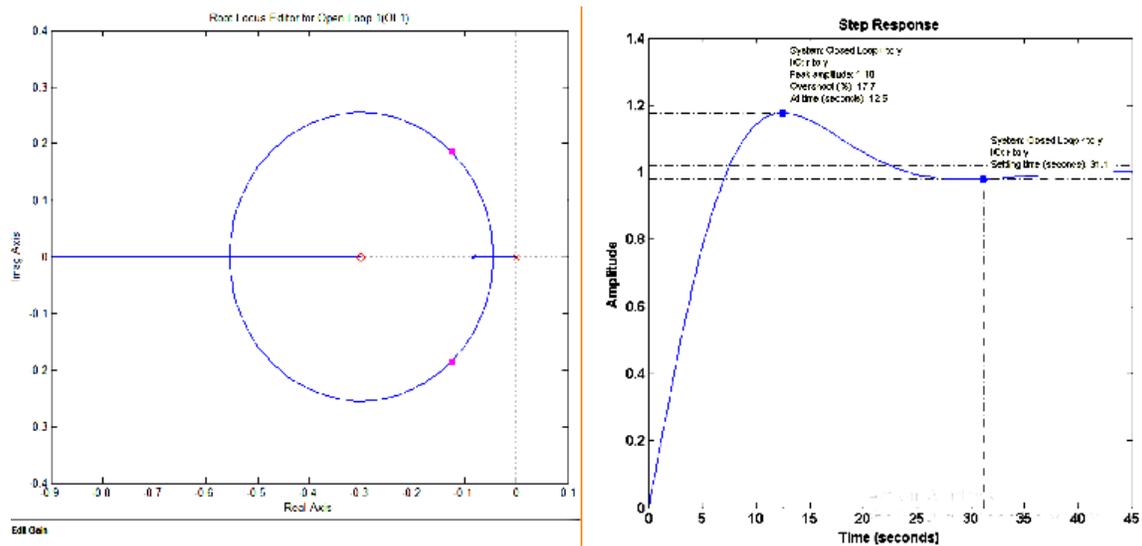


Figura 4.10.- Lugar Geométrico de las Raíces

Tabla 4.2. Parámetros de los controladores PI diseñados

Controlador	PI ₁	PI ₂
t_s [s]	31.1	15.0
k_p	10.0	21.8
k_i	3.0	6.5
%SP	17.7	15.1
p_1	-0.12+18i	-0.22+0.24i
p_2	-0.12-18i	-0.22+0.24i
ω_n [rad/s]	0.22	0.33

Ambos controladores presentan polos complejos conjugados ya que los parámetros de desempeño deseados dan por resultado un sistema sub amortiguado, con un porcentaje de sobrepaso dentro de los valores de referencia y en ambos casos menor al 20%. Las respuestas en simulación de los controladores propuestos, Figura 4.11, muestran que las respuestas cumplen con los parámetros de diseño propuestos.

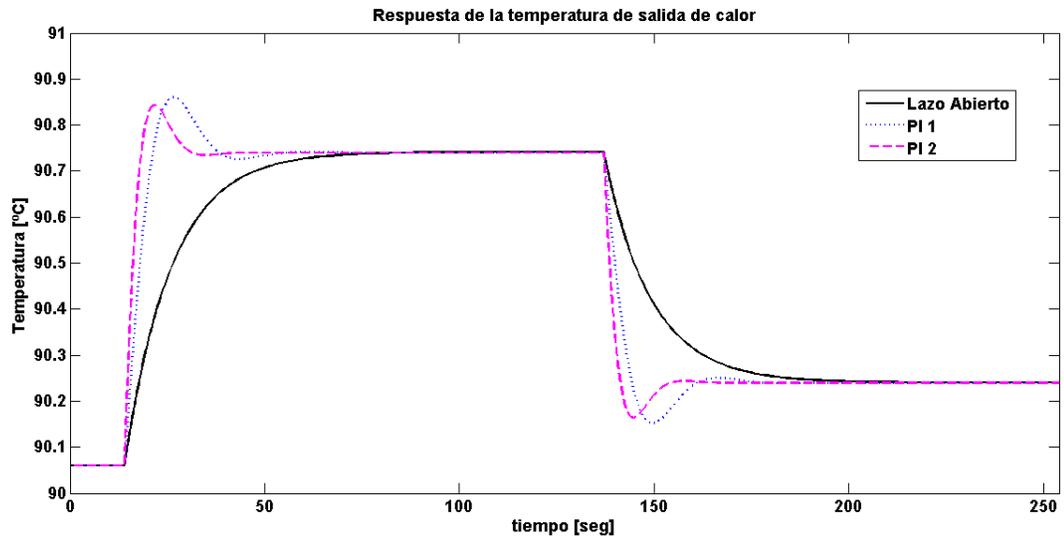


Figura 4.11 Respuesta de la salida de calor

La comparación de la respuesta experimental contra la simulada, Figura 4.12, muestra concordancia del modelo matemático propuesto con los datos experimentales.

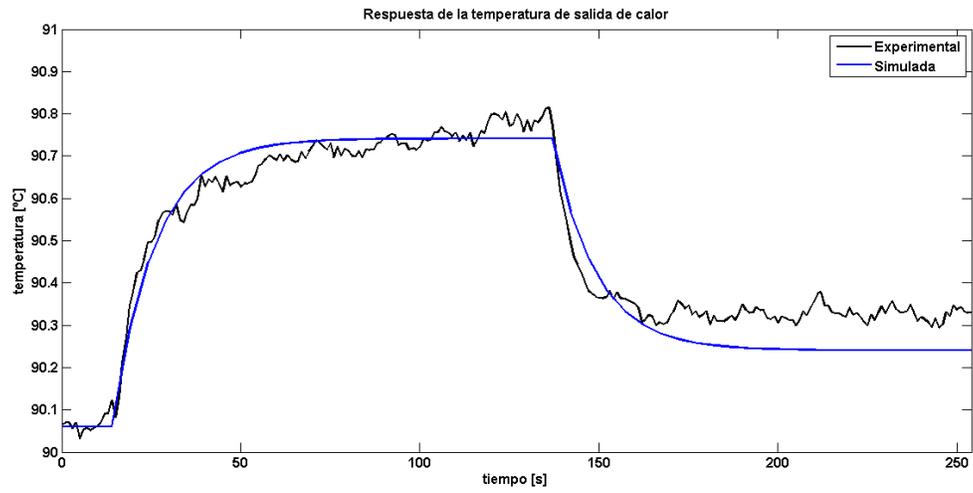


Figura 4.12.- Respuesta experimental VS simulada.

Referencias

[4.1] García Arrellano César, Aplicación de técnicas de automatización y control para sistemas de refrigeración solar. Tesis doctoral. UNAM, México (2011).

[4.2] Pettit N., Willatzen M., Ploug-Sorensen L., A general dynamic simulation model for evaporators and condensers in refrigeration. Part II: simulation and control of an evaporator, *Int. J. Refrig.* 21 (1998) 404 – 414.

[4.3] Vargas J. V., Horuz I., Callander T. M., Fleming J., Parise J. A., Simulation of the transient response of heat driven refrigerators with continuous temperature control, *Int. J. Refrig.*, 21 (1998) 648 – 660.

[4.4] Sousa J., Babuska R., Verbruggen H. B., Fuzzy predictive control applied to an air-conditioning system, *Control Eng. Practice*, 5 (1997) 1395 – 1406.

[4.5] Ding G., Fu L., Performance analysis and improvement of air-to-water chiller for application in wide ambient temperature range, *Appl. Therm. Eng.*, 25 (2005) 135 – 145.

[4.6] Wu C., Xingxi Z., Himing D., Development of control method and dynamic model for multi – evaporator air conditioners (MEAC), *Energ. Conver. Manag.*, 43 (2004) 451 – 465.

[4.7] Vargas J. V., Parise J. A., Simulation in transient regime of a heat pump with closed-loop and on-off control. *Int. J. Refrig.*, 18 (1994) 235 – 243.

[4.8] Cano M., José M., Refrigeración por absorción. Interés energético e impacto ambiental. Artículo técnico de las jornadas técnicas de climatización y energía, (2009).

[4.9] Ogata, K., *Modern Control Engineering*, quinta edición, Pearson 2015.

[4.10] Nise, N., *Control Systems Engineering*, sexta edición, John Wiley & Sons Inc., 2010.

CAPITULO V

Resultados

En el siguiente capítulo se muestran los resultados obtenidos en este proyecto de tesis, incluyendo los tres diseños de ciclo de absorción para doble etapa de transformador térmico.

5.1.- Diseño del DSHT

Se realizaron modificaciones en el transformador térmico para un mejor funcionamiento y poder realizar las pruebas experimentales, se probaron tres diseños y se realizaron pruebas experimentales con cada uno de ellos, se hizo un cambio de tubería de acero inoxidable 316 calibre 20 (BGW) de 3/8" unida a los intercambiadores de calor con conexiones NPT – Tubing de acero inoxidable 316 para mantenerlo hermético, como se observa en la Figura 5.1.

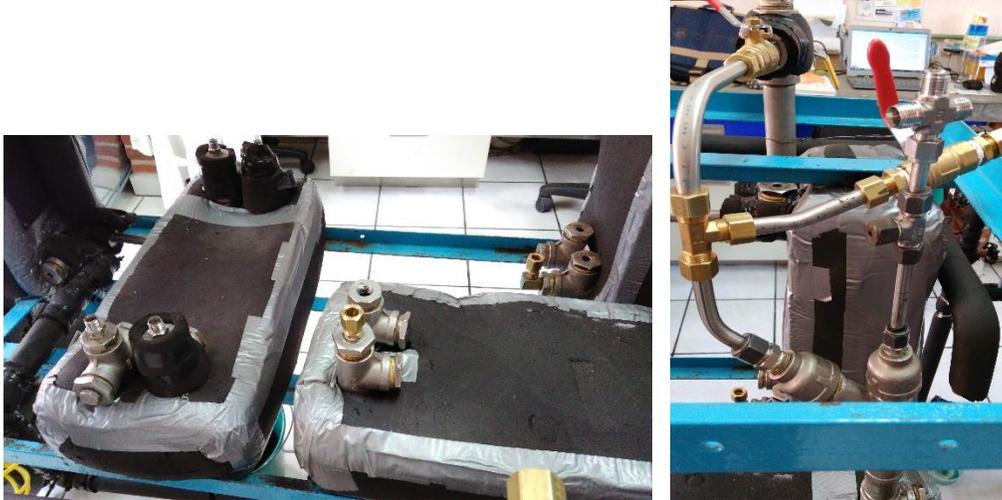


Figura 5.1.- Cambio realizados en tuberías y conexiones

5.1.1.- Primer diseño

Para el primer diseño fueron colocados en posición vertical todos los intercambiadores de calor, Figura 5.2, con el fin de promover la turbulencia interior [5.1-5.2]. Sin embargo, al realizar las pruebas experimentales, el condensador se contamina con solución proveniente del generador. Se drenó parte de la solución de trabajo para evitar que ésta subiera hasta el condensador. A pesar de que se evitó la contaminación del condensador, la cantidad de solución retirada del transformador térmico evitaba que el proceso de absorción se llevara a cabo de forma estable.



Figura 5.2.- Primera configuración del DSHT

5.1.2.- Segundo diseño

En el segundo diseño se colocó el intercambiador de calor útil en posición vertical, este intercambiador no presenta cambio de fase, Figura 5.3. De acuerdo a la literatura, en los sistemas con cambio de fase es recomendable que los intercambiadores de calor estén colocados en posición vertical [5.3-5.5], por lo que se tomó la decisión de colocar uno de ellos. Con este cambio el proceso de absorción se mantuvo cuasi-estable, sin embargo el condensador continuo contaminándose de solución.

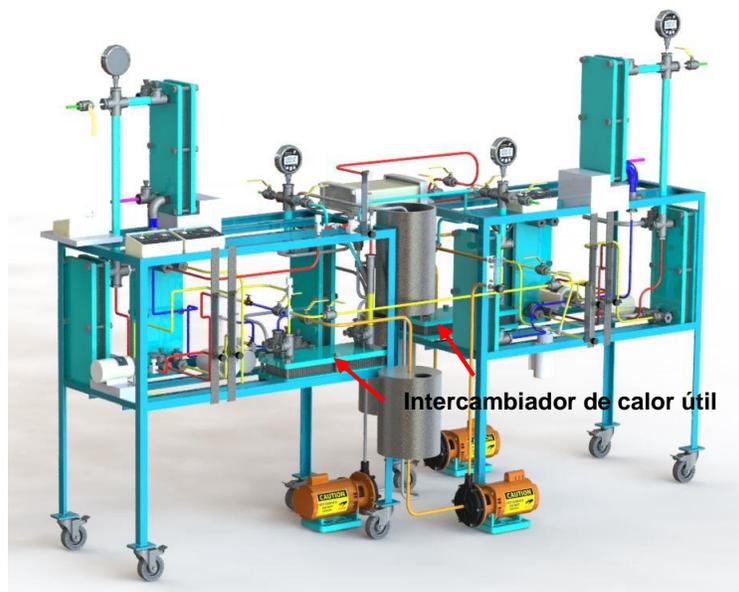


Figura 5.3.- Segunda configuración del DSHT

5.1.3.- Tercer diseño

Finalmente se decidió colocar en posición horizontal el intercambiador de calor que funciona como economizador, esto ayudó a que dos de los tres intercambiadores por donde circula solución se inundaran, esto mejoró el proceso de bombeo. Al realizar las pruebas experimentales, fue posible mantener en estado estable la absorción. Éste arreglo se reportó en un trabajo previo [5.6]. Este tercer arreglo se probó primero con el transformador térmico de una etapa y posteriormente con el de doble etapa como se observa en la Figura 5.4. Además se realizó un cambio de conexiones y tuberías en el área del intercambiador útil de primera etapa, evaporador de segunda etapa y sistema de calentamiento del evaporador para que el equipo funcionara para un sistema de doble absorción, únicamente cerrando una serie válvulas para su funcionamiento. El diseño del ciclo termodinámico consideró exclusivamente la transferencia de energía térmica del absorbedor 1 al evaporador 2 (eq. 19 y eq. 20).



Figura 5.4.- Armado del DHST con el cambio de posición en economizar e intercambiador de calor útil

El ensamblaje final con las modificaciones del transformador térmico quedó como se muestra en la Figura 5.5 y 5.6.



Figura 5.5.- Transformador térmico de doble etapa



Figura 5.6.- Esquema de vista frontal y lateral de Transformador térmico de doble etapa mostrando conexiones, instrumentación y tuberías con el tercer diseño

5.2.- Caracterización teórico- experimental del transformador térmico

El transformador térmico cuenta con alrededor de cien variables, lo que complica que no tenga un funcionamiento adecuado, además de la manipulación manual de ciertas áreas y no contar con la instrumentación adecuada. Esto ocasionaba que al no abrir o cerrar lo necesario una válvula o la velocidad de la bombas para definir el flujo del sistema de calentamiento y de la mezcla Carrol/Agua lo que ocasionaba que el proceso de absorción se inhibiera durando tan solo unos minutos o simplemente este proceso no sucediera.

Con la nueva configuración y armado del DSHT se reiniciaron pruebas experimentales, se probó el diseño de un absorbedor compacto propuesto por Ibarra [5.7], con el cual no se aprecian disminuciones considerables de temperatura durante el estado transitorio tal como en las dos configuraciones previas, sin embargo aún se presentaron algunos inconvenientes, Figura 5.7, en algunas pruebas experimentales no se lograba estabilizar las temperaturas y por lo tanto se tenían que detener las pruebas e iniciar nuevamente. Debido a que no se tenía un estado estable en primera etapa como consecuencia no se podían realizar pruebas en segunda etapa del transformador, por lo que se analizaron las variables en cada componente para detectar cuáles son las que causaban el mayor problema en el sistema, como se muestra en la Tabla 5.1. En la Tabla 5.2 se muestra el análisis teórico para el DSHT, este con base a una simulación de las posibles condiciones de operación del transformador térmico.

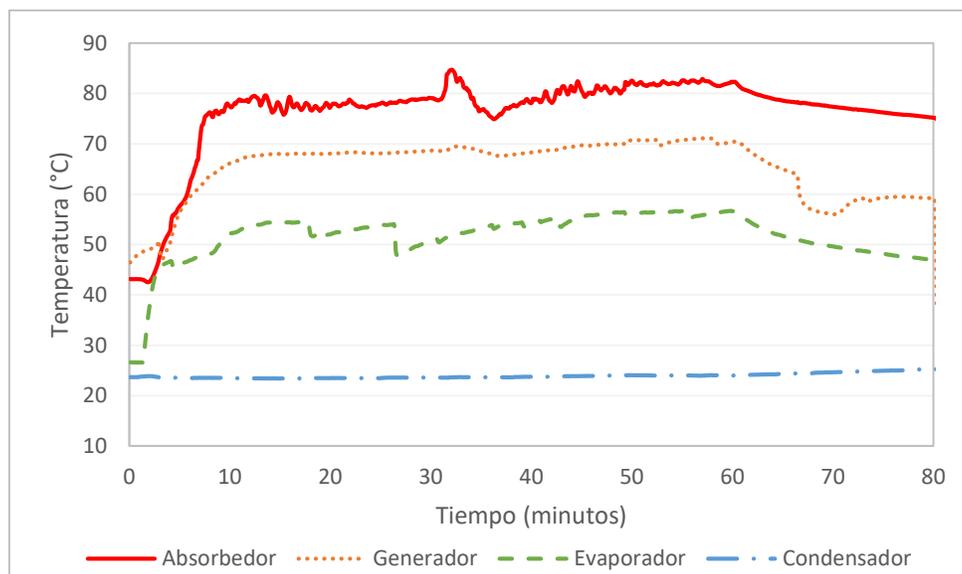


Figura 5.7.- Grafica experimental de SSHT sin llegar al estado estable

Tabla 5.1.- Causas y efectos experimentales en el SSHT

Componente	Causa	Efecto	Ecuación
Generador	<ul style="list-style-type: none"> Aumento de temperatura en sist. de calentamiento en el generador Aumento de flujo en la entrada de solución al generador 	<ul style="list-style-type: none"> Aumenta la potencia externa Aumenta potencia en generador 	$Q_{GE,EX} = \dot{m}_{ETILENGLICOL} * C_p * \Delta T$
			$Q_{GE1} = \dot{m}_{1,vap} H_{1,vap} + \dot{m}_{7,mix} H_{7,mix} - \dot{m}_{8,mix} H_{8,mix}$
Condensador	<ul style="list-style-type: none"> Aumento de temperatura del sist. de enfriamiento a la entrada del condensador 	<ul style="list-style-type: none"> Aumento de líquido condensado 	$Q_{CO,EX} = \dot{m}_{AGUA} * C_p * \Delta T$ $Q_{CO1} = \dot{m}_{1,vap} (H_{2,liq} - H_{1,vap})$
Evaporador	<ul style="list-style-type: none"> Aumento de temperatura del sist. de calentamiento a la entrada del evaporador 	<ul style="list-style-type: none"> Aumento de potencia externa así como aumento de temperatura de la salida de vapor 	$Q_{EV,EX} = \dot{m}_{ETILENGLICOL} * C_p * \Delta T$ $Q_{EV,1} = \dot{m}_{2,liq} (H_{4,vap} - H_{3,liq})$
Absorbedor	<ul style="list-style-type: none"> Aumento de temperatura a la salida de AB Mayor diferencia en concentración 	<ul style="list-style-type: none"> Aumento de potencia en absorbedor 	$Q_{AB,1} = \dot{m}_{4,vap} H_{4,vap} + \dot{m}_{10,mix} H_{10,mix} - \dot{m}_{5,mix} H_{5,mix}$

Tabla 5.2.- Causas y efectos teóricos en el DSHT

Causa	Efecto
Aumento de temperatura en absorbedor 1	Aumento de potencia en generador 2 y absorbedor 2
Aumento de flujos en sistema de calentamiento de evaporador	Aumenta la potencia ligeramente del evaporador y absorbedor
Aumento de flujos en sistema de calentamiento de evaporador	Aumenta el COP para DSHT, en conjunto con las potencias calculadas en SSHT

Posteriormente identificando que una de las variables que más afecta el sistema es la variación del flujo en el generador, se realizó el cálculo de potencias de cada componente con las ecuaciones 14-21, de acuerdo el flujo utilizado en las pruebas experimentales como se muestra en la Tabla 5.3.

Tabla 5.3.- Cálculo de potencias en función de la variación de flujo en el generador del SSHT

Flujo Ge (lt/min)	Q _{GE} (kW)	Q _{CO} (kW)	Q _{EV} (kW)	Q _{AB} (kW)
1.39	1.02	0.98	0.98	0.63
1.43	1.05	1.00	1.00	0.65
1.47	1.08	1.03	1.04	0.67
1.51	1.11	1.06	1.07	0.69
1.55	1.14	1.09	1.1	0.71
1.59	1.17	1.13	1.12	0.73
1.63	1.2	1.15	1.16	0.74
1.67	1.23	1.17	1.18	0.76
1.71	1.26	1.2	1.21	0.78
1.75	1.29	1.23	1.24	0.8
1.79	1.33	1.27	1.28	0.82
1.83	1.36	1.29	1.31	0.84
1.87	1.39	1.32	1.33	0.86
1.92	1.42	1.35	1.36	0.88
1.96	1.45	1.38	1.39	0.89
2.00	1.48	1.41	1.43	0.92

Para el caso del DSHT, se analizó como afectaría e aumento de temperatura en AB₁ y flujo del GE₁, en la Figura 5.8 se observa la tendencia en el aumento de potencia para AB₂ y GE₂.

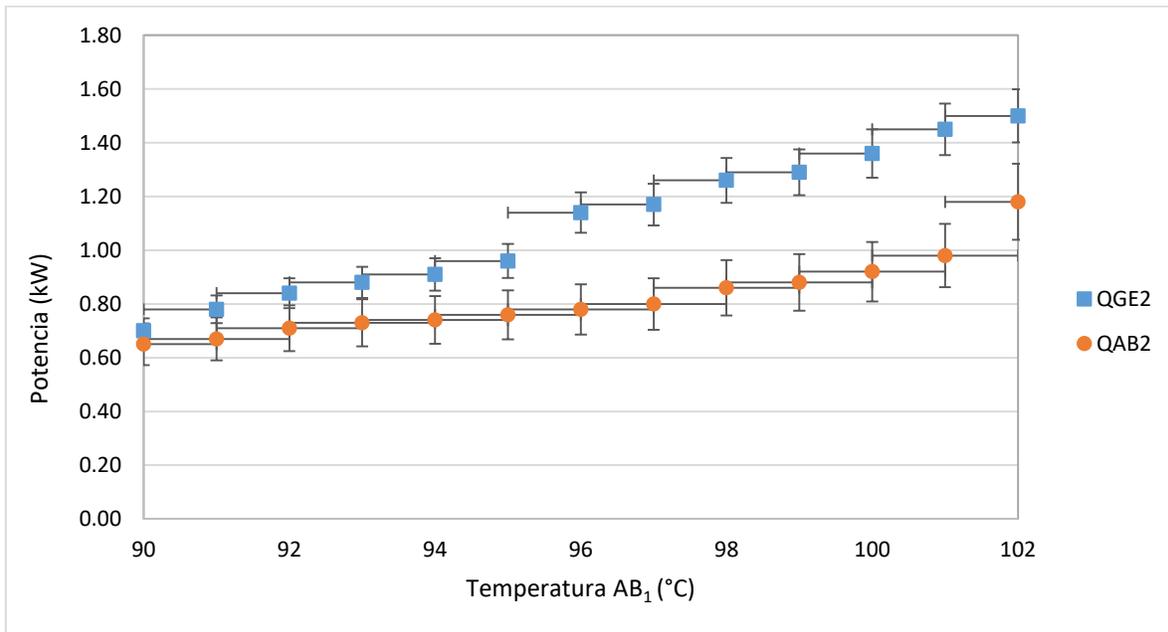


Figura 5.8.- Aumento de potencia en GE₂ Y AB₂ en función de la temperatura del absorbedor de primera etapa

5.3.- Pruebas experimentales del DSHT

A continuación se muestran los resultados experimentales, después de realizar la evaluación teórica del transformador térmico. Las consideraciones para el modelo termodinámico que se tomaron en cuenta fueron las temperaturas, flujo másico, entalpías, concentración de la mezcla, potencias y coeficiente de operación (COP). Con la nueva configuración del equipo e identificando las variables que interés para una adecuada operación, se obtuvieron condiciones las cuales pueden ser repetidas y se obtendrán los mismos rangos de temperatura, en las Figuras 5.9 – 5.12 se observan los gráficos experimentales obtenidos para SSHT. Cada línea indica la temperatura a la salida de cada componente.

En cada grafico se puede observar el estado estable durante cierto tiempo para cada una de las pruebas los cálculos realizados se toman a partir de este estado, ya que las variaciones de temperatura son mínimas y se calcula el promedio de temperaturas en cada componente, tanto de entradas como salidas.

Estos resultados ayudan en la implementación del control automático para poder mantener las condiciones de operación requeridas en función de la cantidad de calor de desecho que se desea recuperar, como se menciona anteriormente, ya que se

logró una estabilidad y repetitividad en el sistema se realizan las pruebas con la implementación del control, esto se muestra más adelante en la siguiente sección.

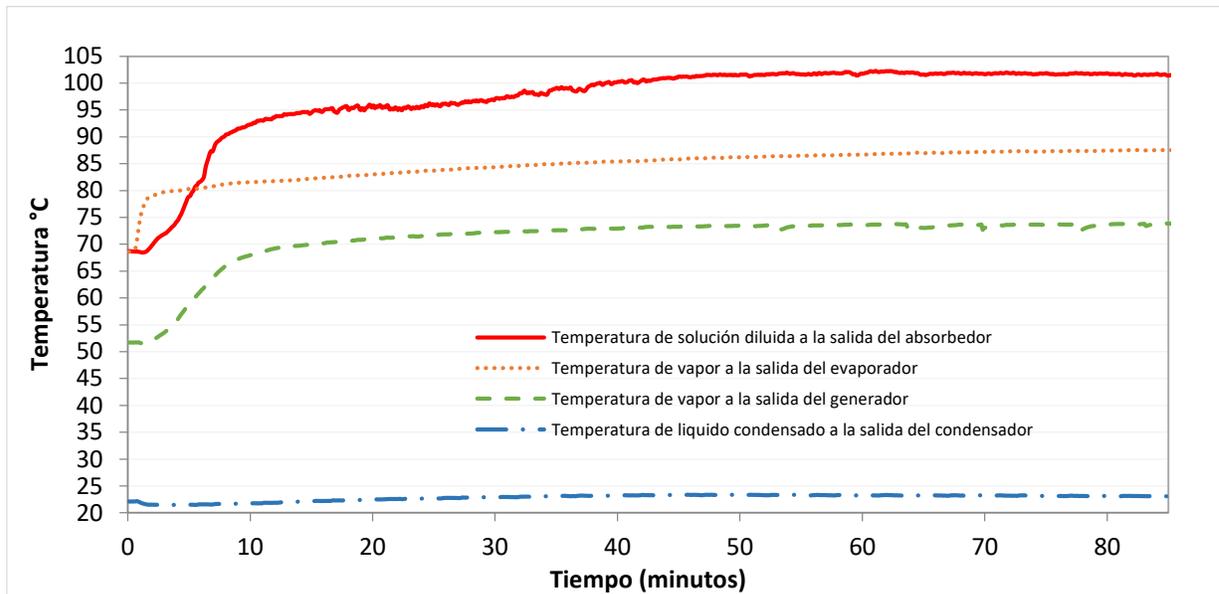


Figura 5.9.- Perfil de temperaturas prueba 1

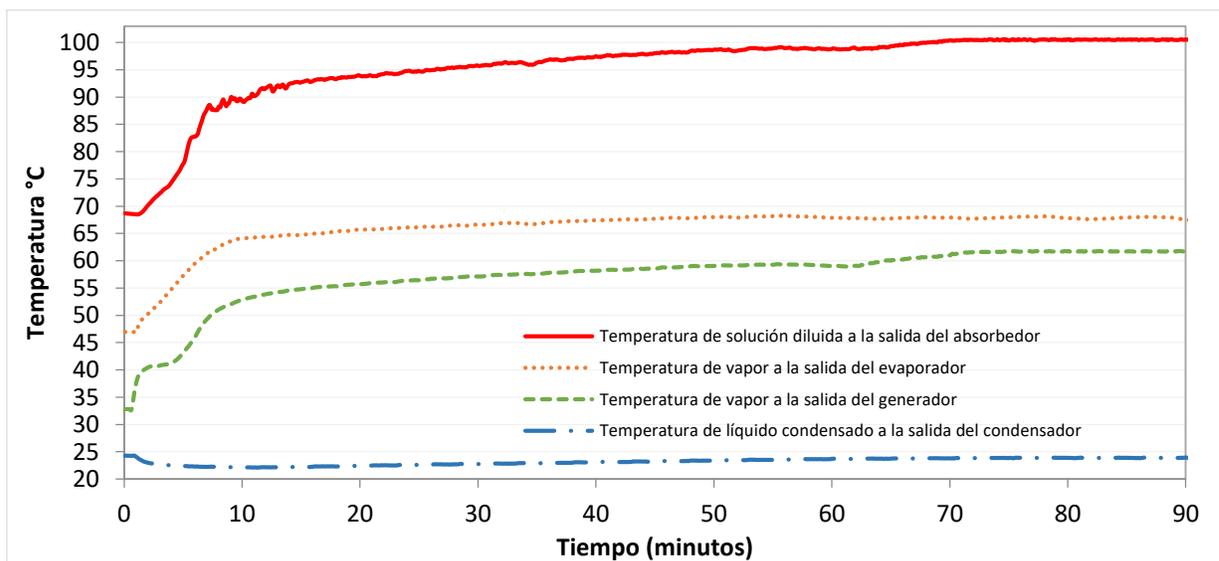


Figura 5.10.- Perfil de temperaturas prueba 2

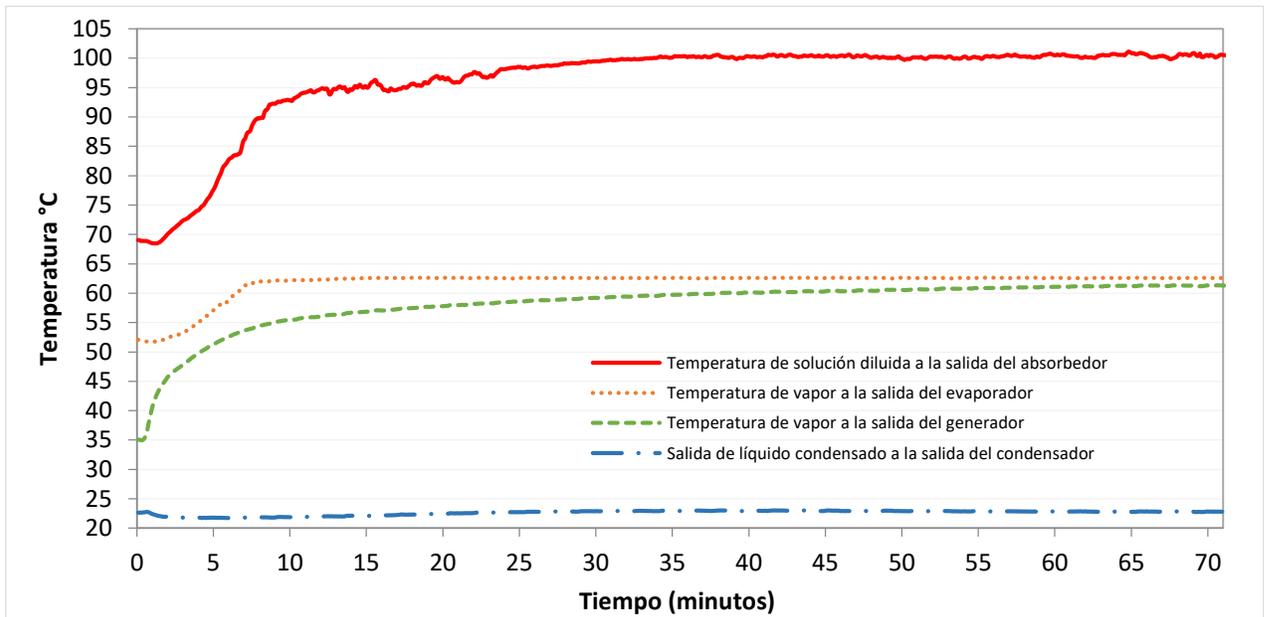


Figura 5.11.- Perfil de temperaturas prueba 3

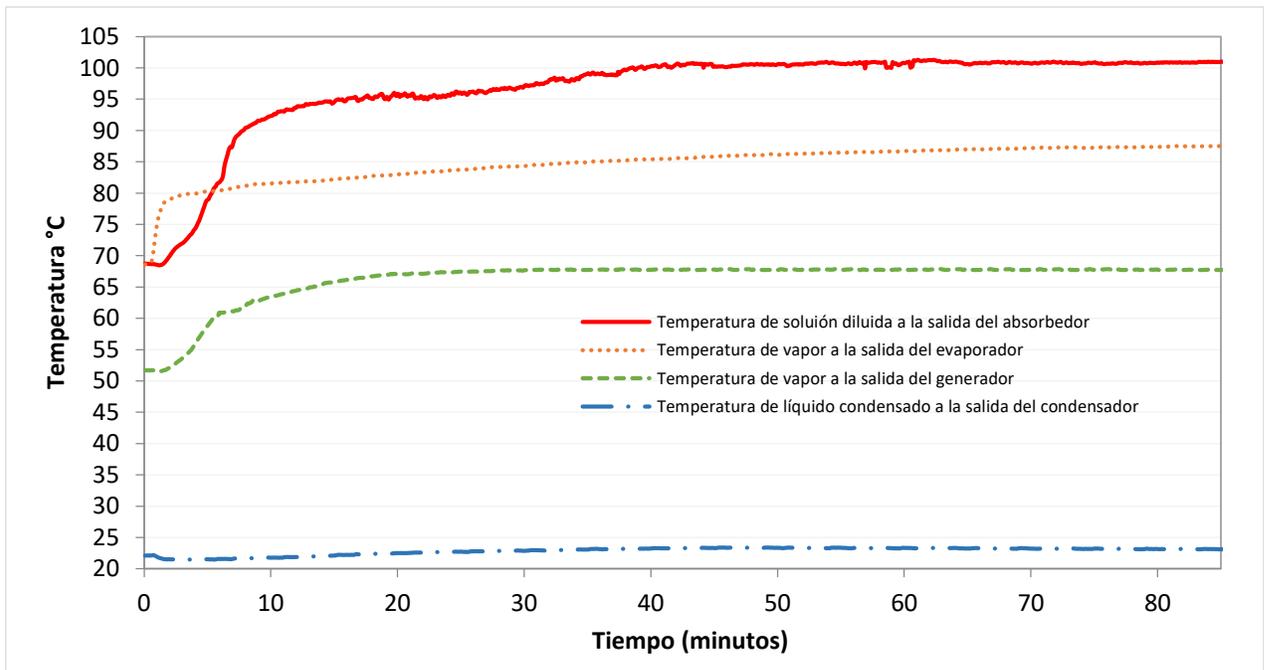


Figura 5.12.- Perfil de temperaturas prueba 4

En las pruebas experimentales se alcanzaron temperaturas de más de 100°C en estado estable, con una duración de 40 a 50 minutos.

Al tener condiciones estables en SSHT y repetitividad, se realizaron pruebas de segunda etapa, con la misma configuración utilizada en primera etapa, en este caso el calor generado en el absorbedor 1, es utilizado para administrarlo en el evaporador 2, lo que significa un menor consumo energético por parte del evaporador y como resultado, la eficiencia del ciclo aumenta. Las Figuras 5.13 – 5.16 muestran los resultados para segunda etapa.

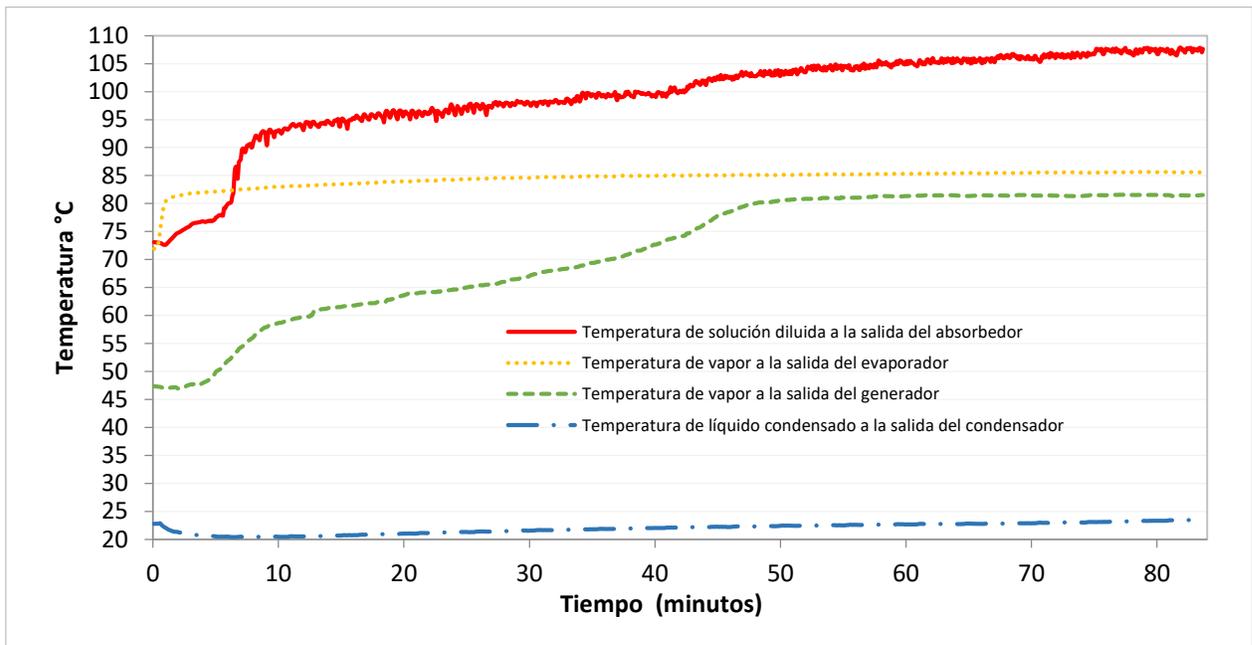


Figura 5.13.- Perfil de temperaturas prueba 5

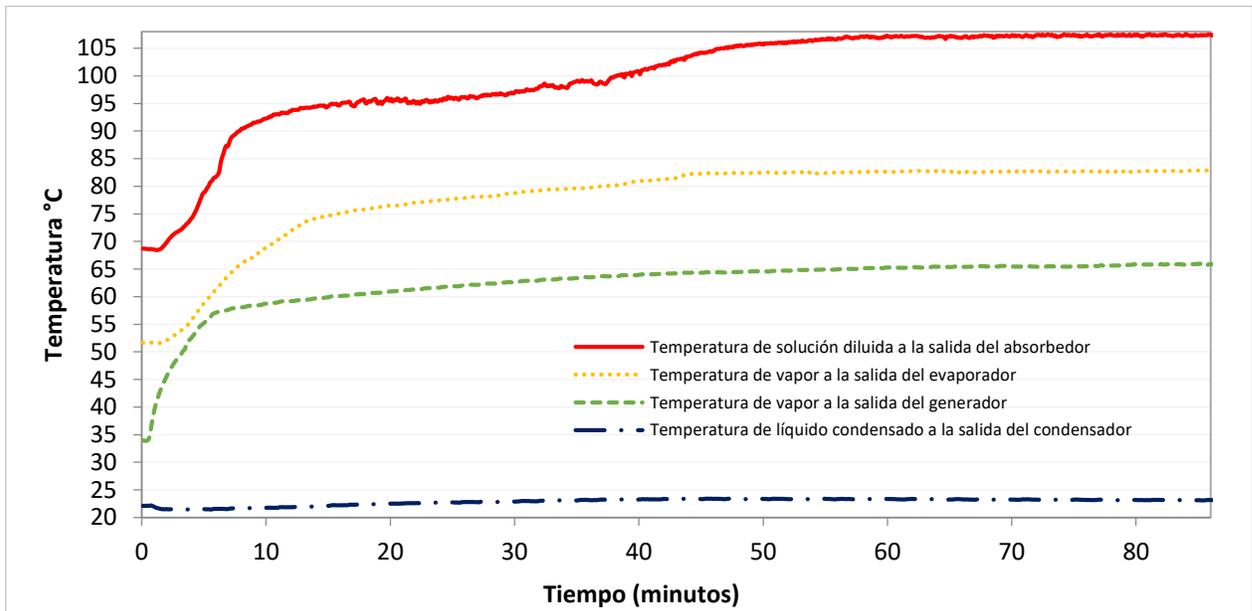


Figura 5.14.- Perfil de temperaturas prueba 6

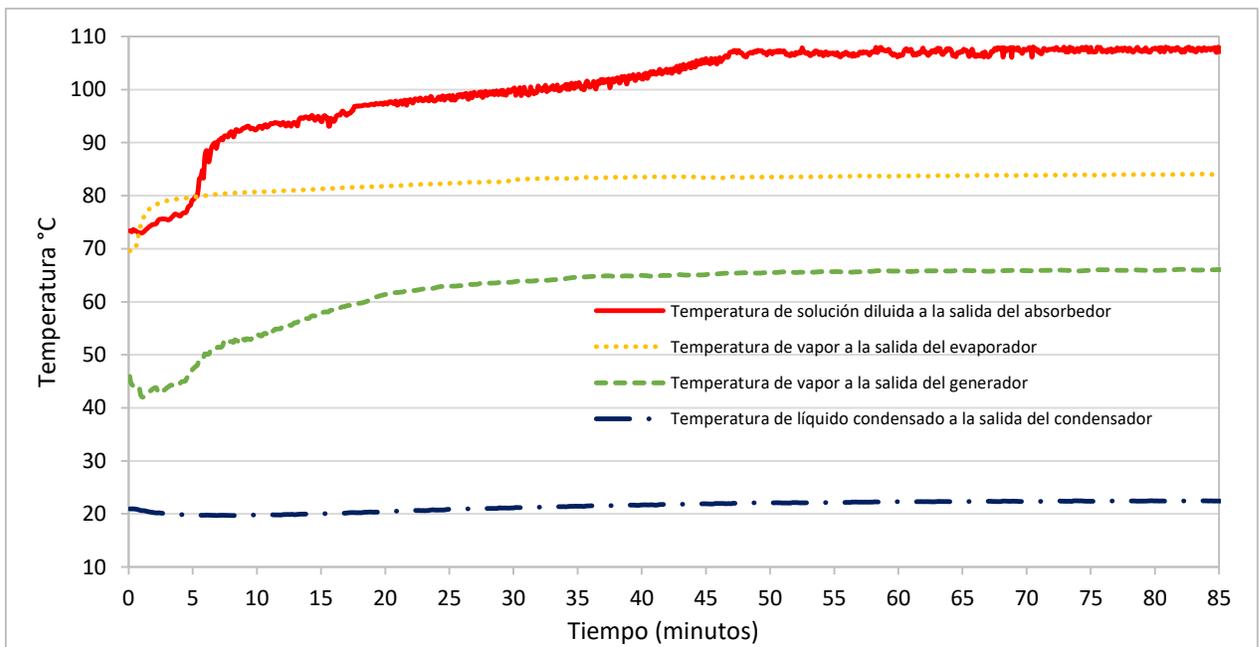


Figura 5.15.- Perfil de temperaturas prueba 7

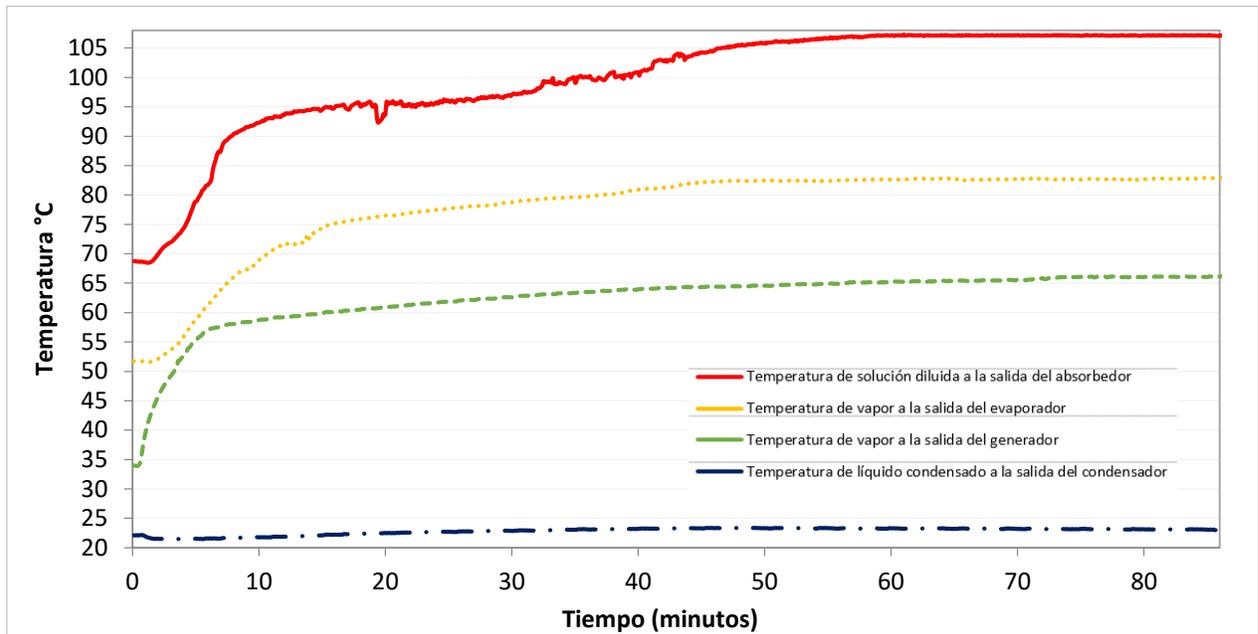


Figura 5.16.- Perfil de temperaturas prueba 8

Las pruebas experimentales en segunda etapa muestran temperaturas superiores a 101 °C, lo que significa un incremento mayor en absorbedor 2 comparado con etapa 1 y un mayor GTL, en la Tabla 5.4 y 5.5 se muestran las condiciones de operación para cada una de las pruebas, con los valores de COP, GTL Y flujos másicos.

Tabla 5.4.- Condiciones de operación experimentales SSHT

Parámetros	Pruebas			
	1	2	3	4
T ₁ (°C)	62.06	61.50	60.81	61.66
T ₂ (°C)	23.24	23.84	22.91	23.18
T ₃ (°C)	23.24	23.84	22.91	23.18
T ₄ (°C)	73.30	67.87	62.61	67.76
T ₅ (°C)	101.54	100.38	100.30	100.70
T ₆ (°C)	89.10	87.05	89.24	89.1
T ₇ (°C)	88.16	85.17	88.22	87.8

T_8 (°C)	87.04	88.84	87.26	86.94
T_9 (°C)	85.75	84.96	84.32	81.75
T_{10} (°C)	89.32	88.53	89.54	89.32
X_{GE} (%peso)	68.60	68.70	68.66	68.60
X_{AB} (%peso)	67.15	67.12	67.17	67.18
\dot{m}_1 (kg/s)	5.94E-04	6.03E-04	6.18E-04	5.82E-04
\dot{m}_7 (kg/s)	2.81E-02	0.31E-02	2.81E-02	2.81E-02
\dot{m}_{10} (kg/ s)	2.78E-02	0.31E-02	2.75E-02	2.75E-02
Q_{GE} (kW)	1.49	1.97	1.54	1.47
Q_{CO} (kW)	1.48	1.83	1.52	1.45
Q_{EV} (kW)	1.51	1.86	1.54	1.47
Q_{AB} (kW)	0.90	1.20	1.01	0.91
COP (adim)	0.30	0.31	0.33	0.31
GTL (°C)	28.24	32.51	37.69	37.69

Tabla 5.5.- Condiciones de operación experimentales DSHT

Parámetros	Pruebas			
	5	6	7	8
T_{11} (°C)	65.51	65.11	65.91	65.24
T_{12} (°C)	23.80	23.24	22.94	23.15
T_{13} (°C)	23.80	23.24	22.94	23.15
T_{14} (°C)	81.44	82.89	83.95	82.58
T_{15} (°C)	106.58	106.63	107.14	106.47
T_{16} (°C)	96.66	95.12	96.89	96.52
T_{17} (°C)	90.56	91.33	92.05	90.60
T_{18} (°C)	87.96	88.45	90.11	88.10
T_{19} (°C)	83.77	84.14	85.25	83.41
T_{20} (°C)	90.22	91.12	91.96	90.03
X_{GE} (%peso)	68.86	68.80	68.80	68.85

X_{AB} (%peso)	67.00	67.00	67.00	67.10
\dot{m}_{11} (kg/s)	6.59E-04	6.65E-02	6.65E-02	6.63E-02
\dot{m}_{17} (kg/s)	2.91E-02	2.90E-02	2.92E-02	2.91E-02
\dot{m}_{20} (kg/ s)	2.83E-02	2.85E-02	2.87E-02	2.85E-02
Q_{GE} (kW)	1.95	1.88	1.43	1.84
Q_{CO} (kW)	1.89	1.83	1.40	1.82
Q_{EV} (kW)	1.93	1.88	1.43	1.78
Q_{AB} (kW)	1.12	1.15	0.82	1.02
COP (adim)	0.21	0.21	0.20	0.20
GTL (°C)	25.14	23.74	23.20	23.89

A partir de los datos mostrados en las Tablas 5.4 y 5.5, se aprecia que las condiciones son muy parecidas dependiendo de la temperatura de absorción, así como el rango de las concentraciones es importante para mantener la temperatura en el absorbedor, por lo que las potencias y el COP se mantendrán constantes al menos que exista un cambio en la concentración que modifique el sistema y no se lleguen a las temperaturas de absorción deseadas.

De acuerdo a las pruebas representativas y el comportamiento del COP, se calcularon las efectividades (η) del transformador térmico, así como los valores del COP actual y el COP con el factor de efectividad (Tabla 5.6). La metodología para el cálculo de efectividades se puede ver en el Anexo B. Y se graficaron los valores de $COP\eta$ en función del GTL.

Tabla 5.6.- Valores del Coeficiente de operación para DSHT (resultados)

COP (Ec 25)	COPη (Anexo B)
0.21	0.19
0.21	0.19
0.20	0.18
0.20	0.18

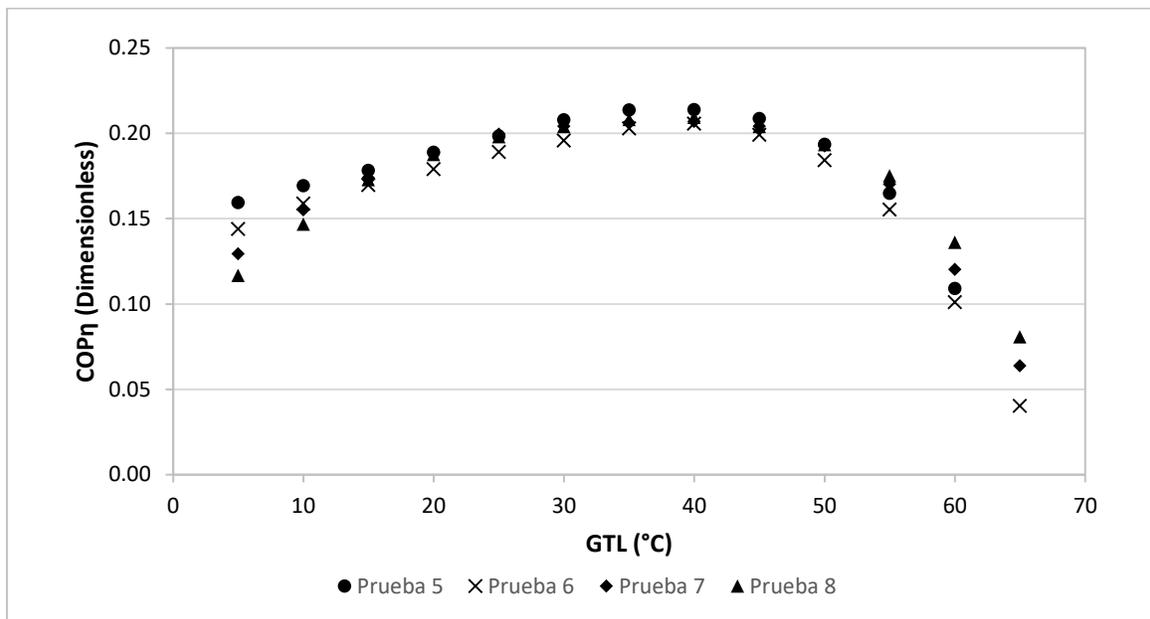


Figura 5.17.- Coeficiente de operación con factor de efectividad en función del GTL para condiciones experimentales en DSHT

5.3.1.- Análisis de Incertidumbre

Se realizó un análisis de incertidumbre de temperaturas, concentraciones y potencias, con base en los errores de los equipos utilizados para la medición de los parámetros, en la Tabla 5.7 y 5.8 se muestran los datos. La incertidumbre del termopar es de ± 0.5 °C y del refractómetro es de ± 0.0001 .

Tabla 5.7.- Análisis de Incertidumbre de datos experimentales

Componente	Temperatura experimental[°C]								Concentración experimental [%w]							
	1	2	3	4	5	6	7	8	1	2	3	4	5	6	7	8
Generador	62.06 ± 0.3	61.50 ± 0.3	60.81 ± 0.3	61.66 ± 0.3	65.51 ± 0.3	65.11 ± 0.3	65.91 ± 0.3	65.24 ± 0.3	68.60 ± 0.08	68.70 ± 0.08	68.66 ± 0.08	68.60 ± 0.08	68.86 ± 0.08	68.80 ± 0.08	68.80 ± 0.08	68.85 ± 0.08
Condensador	23.24 ± 0.2	23.84 ± 0.3	23.91 ± 0.3	23.18 ± 0.3	23.80 ± 0.2	23.24 ± 0.2	22.94 ± 0.3	23.15 ± 0.2	--	--	--	--	--	--	--	--
Evaporador	73.30 ± 0.2	67.87 ± 0.3	62.61 ± 0.3	67.76 ± 0.3	81.44 ± 0.2	82.89 ± 0.3	83.95 ± 0.3	82.58 ± 0.3	--	--	--	--	--	--	--	--
Absorbedor	101.54 ± 0.2	100.3 ± 0.3	100.30 ± 0.2	100.70 ± 0.3	106.58 ± 0.3	106.63 ± 0.3	107.14 ± 0.3	106.47 ± 0.3	67.15 ± 0.08	67.12 ± 0.08	67.17 ± 0.08	67.18 ± 0.08	67.00 ± 0.08	67.00 ± 0.08	67.00 ± 0.08	67.10 ± 0.08

Tabla 5.8.- Análisis de Incertidumbre de potencias

Prueba	Q_{GE}(kW)	Q_{EV}(kW)	Q_{CO} (kW)	Q_{AB}(kW)
SSHT				
1	1.49±0.13 (± 8.7 %)	1.51±0.12 (± 7.9%)	1.48±0.12 (± 8.1 %)	0.90±0.13 (± 14.4)
2	1.97±0.13 (± 6.5%)	1.86±0.12 (± 6.4%)	1.83±0.11 (± 6.0%)	1.20±0.13 (± 10.8%)
3	1.54±0.14 (± 9.0%)	1.54±0.11 (± 7.1%)	1.52±0.11 (± 7.2%)	1.01±0.14 (± 12.8%)
4	1.47±0.14 (± 9.5%)	1.47±0.10 (± 6.8%)	1.45±0.11 (± 7.5%)	0.91±0.12 (± 7.5%)
Prueba	Q_{GE}(kW)	Q_{EV}(kW)	Q_{CO} (kW)	Q_{AB}(kW)
DDSHT				
5	1.95±0.13 (± 6.6 %)	1.93±0.10 (± 5.1%)	1.89±0.13 (± 6.8%)	1.12±0.14 (± 12.5 %)
6	1.88±0.14 (± 7.4%)	1.88±0.11 (± 5.8%)	1.83±0.13 (± 7.1%)	1.15±0.13 (± 11.3%)
7	1.43±0.14 (± 9.7%)	1.43±0.11 (± 7.6%)	1.40±0.12 (± 8.5%)	0.82±0.13 (± 15.8%)
8	1.84±0.14 (± 7.6%)	1.78±0.11 (± 6.1%)	1.78±0.13 (± 7.3%)	1.02±0.12 (± 11.7%)

El error máximo fue de 15.8% en el absorbedor de la prueba 7 y el error mínimo fue de 5.1 % en el evaporador la prueba 5, estos cambios en el porcentaje se deben a la variación del flujo al interior del transformador térmico.

5.4.- Aplicación del control automático

En los últimos años se han desarrollado nuevas formas de controlar termodinámicamente sistemas de absorción [5.8], sin embargo no existe literatura que reporte el completo control físico de los sistemas de absorción en función de otros parámetros importantes [5.9]. La apropiada regulación de todos estos parámetros, ya sea de manera remota o en autorregulación es de vital importancia para obtener un mejoramiento térmico y que estos puedan llegar a ser una opción viable para recuperación de energía de desecho.

Desde el punto de vista de operación y mantenimiento del sistema que se aplicó, es fácil de realizar y no requiere equipo especializado o personal especializado para hacerlo.

Como se comentó anteriormente la medición de flujo constituye tal vez, el más alto porcentaje en cuanto a medición de variables industriales y experimentales se refiere. Gracias al conocimiento obtenido por las mediciones de flujo es posible realizar acciones correctivas y/o modificaciones en todo tipo de procesos. Es por eso que es necesario desarrollar herramientas que permitan medir y cuantificar una variable de forma precisa, confiable y a bajo precio, con el objetivo de que los resultados se utilicen para mejoramiento del proceso.

Par el caso del DSHT, el control diseñado fue implementado en la línea de flujo del generador de la primera etapa del DSHT mediante: (i) la construcción de un actuador de bajo costo basado en la unión de un servomotor modulado por PWM con una válvula de esfera convencional mediante un acoplamiento rígido, (ii) el uso de un sensor de flujo por efecto hall con una precisión del $\pm 3\%$ para cerrar el lazo de retroalimentación, (iii) el uso de un software de instrumentación virtual en una computadora personal para la solución del algoritmo PI y (iv) el uso de hardware especializado de adquisición de datos para la lectura de las señales de temperatura y flujo, y la generación de la salida de control. En la figura 5.18 se muestra la gráfica de la apertura de la válvula con respecto a la cantidad de litros por minuto que se requieren de acuerdo a la condiciones de operación.

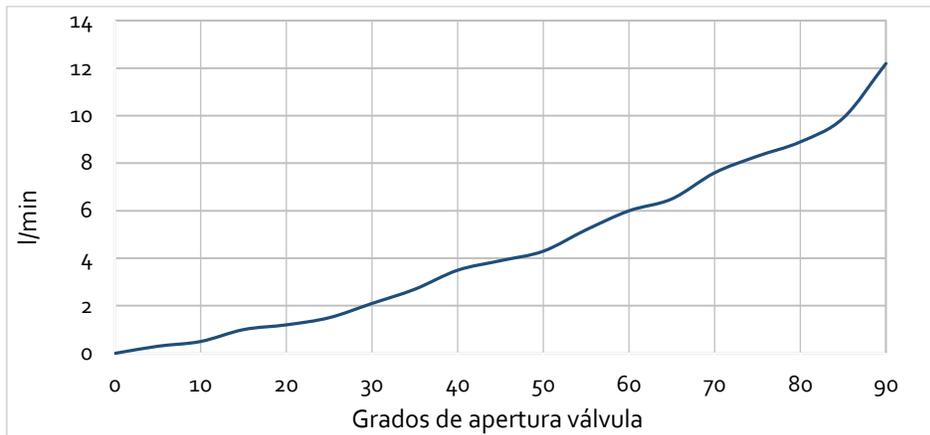


Figura 5.18.- Gráfica de calibración de flujo con respecto a la apertura de la válvula

En la tabla 5.9 y 5.10 se muestran los valores máximos y mínimos de temperatura antes y después de aplicar el control.

Tabla 5.9.- Valores max/min de temperatura antes de aplicar el control automático

Componente	Temperatura (°C) ± 0.5 °C							
	Máx. / Min.							
No de prueba	1	2	3	4	5	6	7	8
Generador	61.85 / 63.30	60.79 / 62.69	60.43 / 62.40	60.20 / 62.31	64.85 / 66.34	64.79 / 66.69	64.43 / 66.48	64.53 / 66.71
Condensador	22.46 / 24.96	22.75 / 24.57	22.00 / 24.04	22.46 / 24.09	24.29 / 24.89	22.41 / 24.85	21.93 / 24.03	22.77 / 24.25
Evaporador	72.51 / 74.97	66.38 / 68.85	61.81 / 63.12	66.08 / 68.68	80.08 / 82.68	80.93 / 83.11	81.11 / 84.73	81.27 / 83.81
Absorbedor	100.21 / 102.63	98.03 / 101.30	98.68 / 101.71	98.69 / 101.83	104.43 / 107.58	104.79 / 107.16	106.30 / 108.29	104.79 / 106.09

Tabla 5.10.- Valores max/min de temperatura después de aplicar el control automático

Componente	Temperatura (°C) ± 0.5 °C							
	Máx. / Min.							
No de prueba	1	2	3	4	5	6	7	8
Generador	61.74 /	61.08 /	60.44 /	60.95 /	65.17 /	64.89 /	65.43 /	65.00 /
	62.82	61.95	61.71	61.78	65.84	65.69	66.02	66.11
Condensador	23.46 /	23.15 /	22.14 /	23.46 /	23.39 /	23.01/	22.53 /	22.87 /
	23.96	23.95	23.04	24.03	23.99	23.85	23.23	23.56
Evaporador	72.97 /	67.38 /	62.11 /	67.18 /	81.03 /	82.13 /	83.11 /	81.97 /
	73.51	68.25	63.12	68.38	81.96	83.11	84.22	82.91
Absorbedor	101.21 /	100.03	99.68 /	99.89 /	106.10 /	106.39 /	106.50 /	106.09 /
	101.73	/96.30	100.81	101.23	107.18	107.66	99.79	107.09

Como puede observarse que la diferencia de temperaturas después de la aplicación del control es menor con respecto a las medidas antes del control.

Se realizaron pruebas experimentales en periodos de 6 minutos con los dos controladores propuestos. Para la primera respuesta como se observa en la Figura 5.19 se utiliza el primer controlador PI_1 y cambios escalón de amplitud 0.5 °C, mientras que para la segunda, Figura 5.20 el segundo controlador PI_2 y amplitudes de 0.15 °C. Ambos resultados muestran que: (i) al igual que en lazo abierto existe una considerable cantidad de ruido presente en la medición de flujo, (ii) los dos controladores compensan las desviaciones de la temperatura de entrada, (iii) ambos mantienen el estado estacionario con variaciones aproximadas de ± 0.2 °C, y (iv) los tiempos de asentamiento son aproximadamente de 30 segundos.

Estos resultados permiten afirmar que las variaciones de estado estacionario son más notorias en el segundo controlador, en primer lugar, por el tamaño del escalón y en segundo porque la ganancia proporcional k_p (dos veces más grande que la primera) amplifica el ruido presente en la medición en detrimento del desempeño del controlador. Este deterioro también se refleja en el estado transitorio pues con el segundo controlador no se logra reducir el tiempo de asentamiento como era de esperarse por las condiciones de diseño.

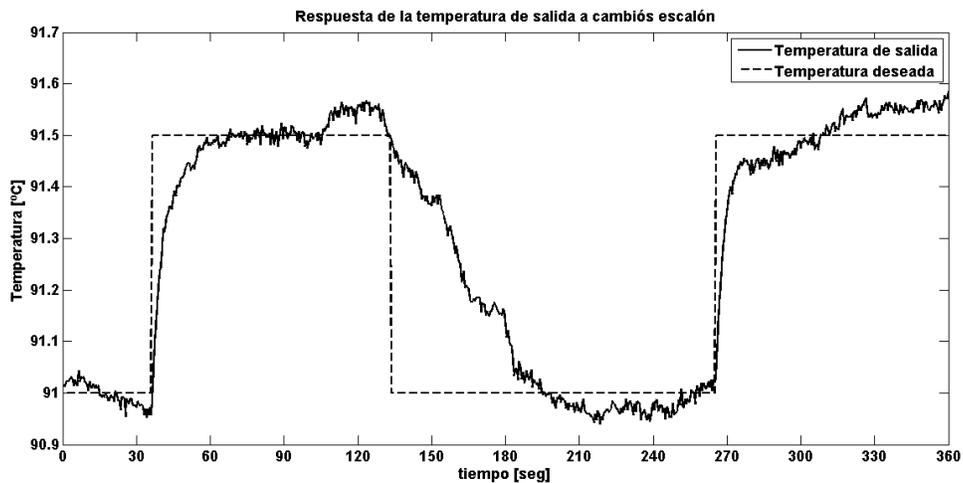


Figura 5.19.- Temperatura de salida del generador controlada con el PI_1

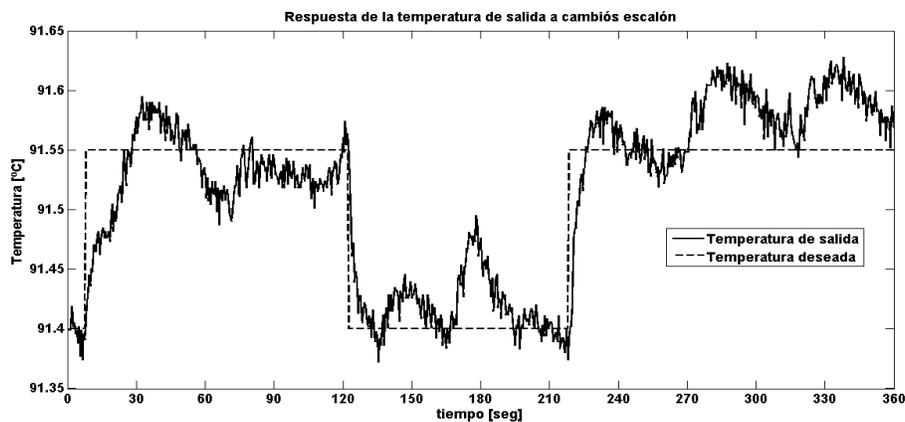


Figura 5.20.- Temperatura de salida del generador controlada con el PI_2

Finalmente se realizaron pruebas con aumentos de $5\text{ }^{\circ}\text{C}$ en la temperatura de entrada de calor de desecho, como se observa en la Figura 5.21, la cual es correctamente compensada en la temperatura del generador por el control PI_1 , diseñado, manteniendo la primera etapa del DSHT en estado estacionario durante los minutos correspondientes para cada prueba. Esto con el fin de comprobar ante cualquier cambio en la temperatura el control sea capaz de compensar los cambios y mantener el estado estable.

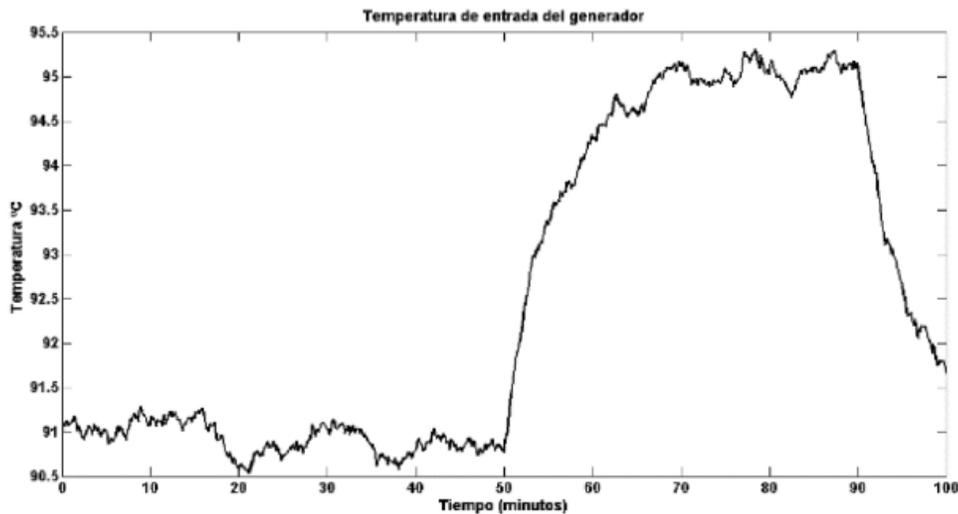


Figura 5.21.-. Variación en la temperatura de entrada del calor de desecho

Al mantener las condiciones del sistema con ayuda del control automático, este ayuda también a establecer condiciones que se requieran de acuerdo al valor de la potencia que se necesita, se puede modificar este valor dentro con ayuda de las condiciones del control, es decir si se requiere una menor potencia en el absorbedor, se indica al control y se modifican las variables como son el flujo de entrada del generador y temperatura para obtener diferentes potencias. Por ejemplo si se requiere una potencia en absorbedor de 0.7, se modificaría el flujo a la entrada del generador, únicamente afectando potencias y no los valores de COP y GTL.

En las siguientes figuras se observa el momento en el que el control actúa por medio de la válvula que es accionada por medio de los servos para ayudar a mantener estable el flujo y temperatura en el sistema, las Figuras 5.22 – 5.25 se indica el momento en que esto sucede y como es que reacciona el transformador térmico en cada componente.

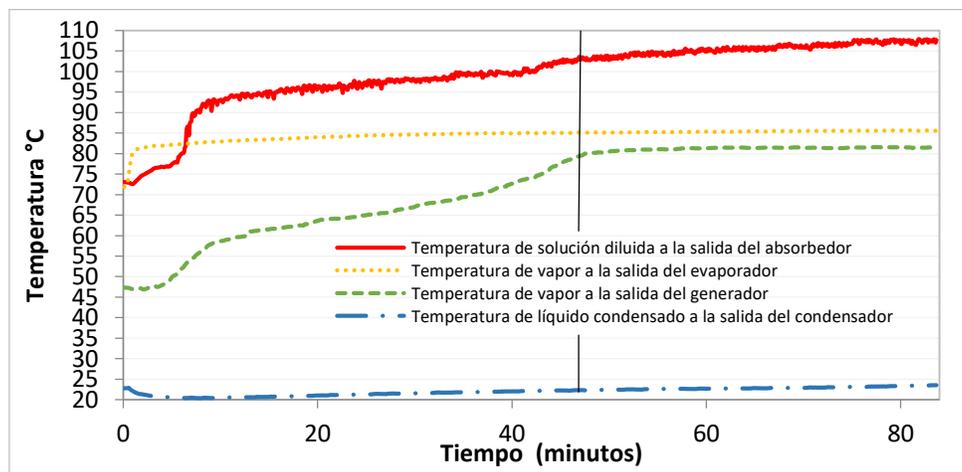


Figura 5.22.- Momento que actúa el control para prueba 5

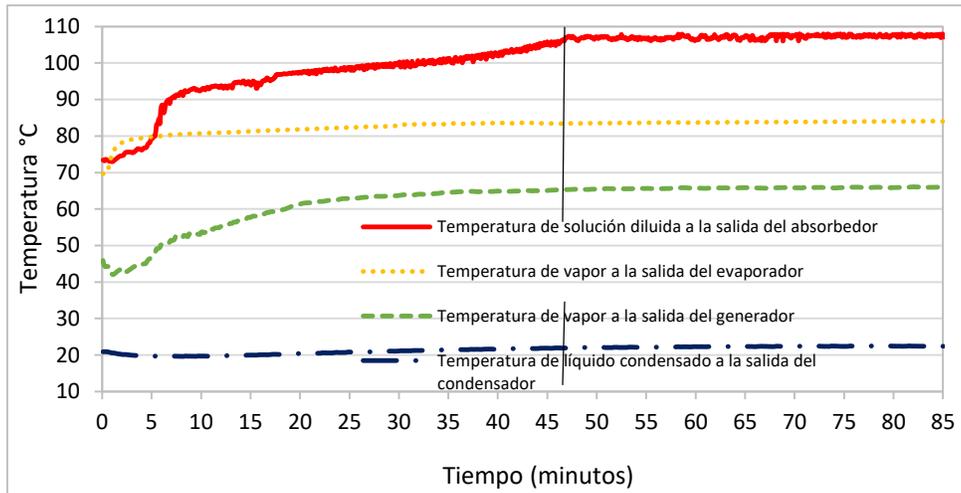


Figura 5.23.- Momento que actúa el control para prueba 6

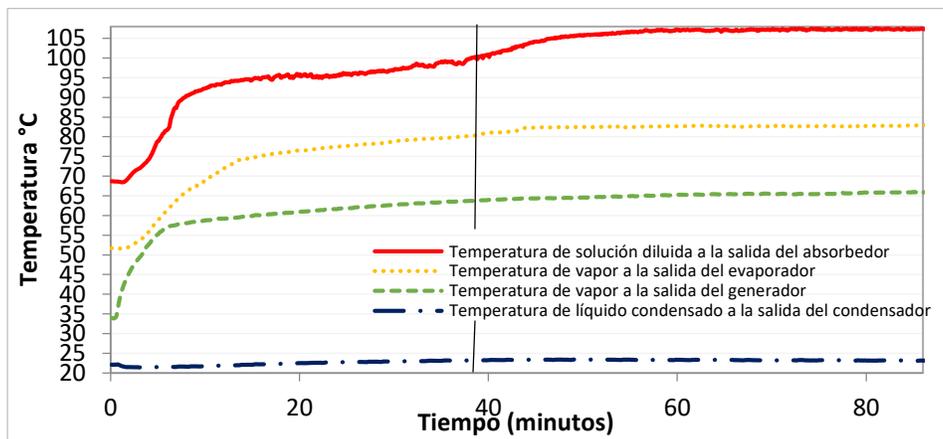


Figura 5.24.- Momento que actúa el control para prueba 7

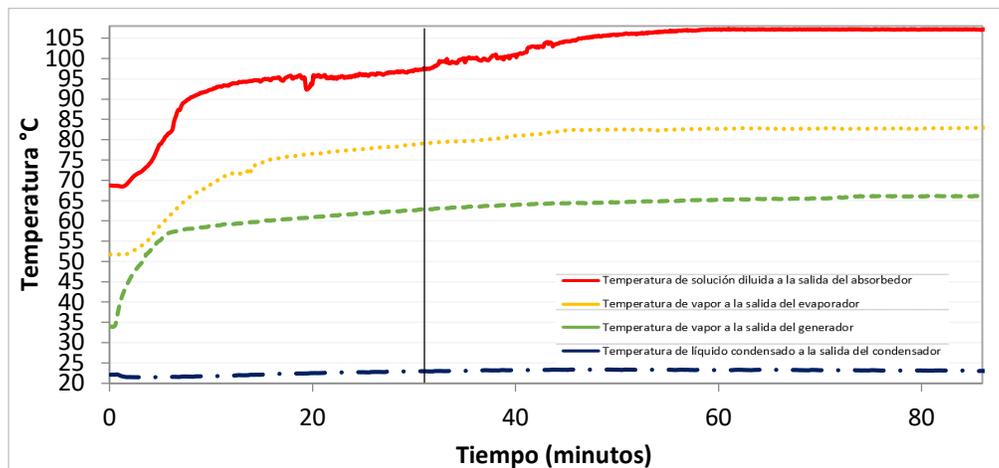


Figura 5.25.- Momento que actúa el control para prueba 8

Los tiempos en que el DSHT están entre 30 y 46 minutos, la prueba puede durar un tiempo mayor, sin embargo para este trabajo de tesis se consideraron esos minutos.

5.5.- Parámetros de control en función de la energía a revalorizar

De acuerdo a los datos y metodología que se siguió para la implementación de control en base a la energía a revalorizar, el control es capaz de mantener condiciones de operación de acuerdo a la revalorización de energía que el usuario solicite. A continuación se muestra la Tabla 5.11 con las condiciones de operación que se requieren para la potencia en el absorbedor. Mostrando así que la implementación del control funciona para mostrar diferentes condiciones en revalorizar energía.

Tabla 5.11.- Condiciones de operación en función de la potencia a revalorizar

Q_{AB2} kW	Parámetros en función de la potencia												
	\dot{m}_{GE1} l/min	Q_{GE1} kW	Q_{EV1} kW	Q_{CO1} kW	Q_{AB1} kW	Q_{GE2} kW	Q_{EV2} kW	Q_{CO2} kW	\dot{m}_{GE2} l/min	X_{GE1} %W	X_{AB1} %W	X_{GE2} %W	X_{AB2} %W
0.25	0.38	0.50	0.50	0.49	0.28	0.40	0.40	0.40	0.42	68.6	67.0	68.8	67.0
0.5	0.76	1.01	0.97	1.00	0.56	0.81	0.80	0.79	0.78	68.6	67.0	68.8	67.0
0.75	1.15	1.50	1.51	1.47	0.84	1.22	1.22	1.20	1.16	68.6	67.0	68.8	67.1

Referencias

[5.1] Huang J., Sheer T. J., Bailey-McEwan M., Heat transfer and pressure drop in plate heat exchanger refrigerant evaporators, *Int. J. Refrig.*, 35 (2012) 325 – 335.

[5.2] Horuz I., Kurt B., Absorption heat transformers and an industrial application, *Renew. Energ.* 35 (2010) 2175 – 2181.

[5.3] Khan T. S., Chyu M., Ayub Z. H., Experimental investigation of evaporation heat transfer and pressure drop of ammonia in a 60° chevron plate heat exchanger, *Int. J. Refrig.*, 35 (2012) 336 – 348.

[5.4] Marcos D., Izquierdo M., Lizarte R., Palacios E., Infante Ferreira C.A., Experimental boiling heat transfer coefficients in the high temperature generator of a double effect absorption machine for the lithium bromide/water mixture, *Int. J. Refrig.*, 32 (2009) 627 – 637.

[5.5] Ayub, Z.H., Plate heat exchanger literature survey and new heat transfer and pressure drop correlations for refrigerant evaporators. *Heat Trans. Eng.* 24 (2003) 3 – 16.

[5.6] Ibarra Bahena J., “Determinación del potencial de calor de desecho industrial con un DSHT”. Tesis de maestría. UAEM, México (2011).

[5.7] Ibarra Bahena J., Modelado, construcción y evaluación del proceso de absorción para ciclos avanzados de transformador térmico. Tesis doctoral. UAEM, México (2016).

[5.8] José Fernández-Seara, Manuel Vázquez, Study and control of the optimal generation temperature in NH₃-H₂O absorption refrigeration systems, *Appl. Therm. Eng.*, 21 (2001) 343 – 357.

[5.9] R. N. N. Koury, L. Machado, K. A. Ismail, Numerical simulation of a variable speed refrigeration system, *Int. J. Refrig.*, 24 (2001) 192 – 200.

Capítulo VI

Conclusiones y Recomendaciones

En el presente capítulo se muestran las conclusiones del trabajo de tesis así como recomendaciones elaboradas a partir de los resultados obtenidos.

6.1.- Conclusiones

A continuación se enlistan las conclusiones del presente trabajo de tesis:

- Se diseñó un ciclo avanzado (transformador térmico de doble etapa) por absorción con intercambiadores de calor comerciales.
- Se realizó un análisis teórico-experimental de los parámetros de un transformador térmico de doble etapa.
- Se caracterizó el transformador térmico con base en pruebas experimentales, en función de maximizar el coeficiente de operación.
- Se obtuvieron temperaturas entre 100 y 101 °C en primera etapa, con valores de COP de 0.30 y GTL de 28.24 el valor mínimo y 37.69 como valor máximo, lo que representa un revalorización de calor de desecho de alrededor del 30%.
- Se obtuvieron temperaturas entre 106 y 107 °C en segunda etapa, con valores de COP de 0.20 y GTL de 23.20 el valor mínimo y 25.14 como valor máximo, datos experimentales para un sistema de transformador térmico por absorción utilizando mezcla Carrol/ agua que no se encuentran reportados en la literatura, únicamente reportes teóricos.
- A partir de los datos experimentales se identificaron las variables que afectaban el sistema, identificando que el flujo del sistema de calentamiento del generador, temperatura, así como la concentración eran los que más afectaban al sistema, impidiendo un estado estable, con base en ello se instrumentó el transformador térmico para aplicar un control automático como una herramienta de ayuda para mantener estable el sistema, esto en función de la potencia térmica a revalorizar.
- Al incluir un control automático para el control de la temperatura de entrada la primera etapa del sistema DSHT esto permite mantener el estado de equilibrio (logrado después de varios minutos de operación) a pesar de perturbaciones en la temperatura del sistema de calentamiento del generador (o de cualquier otra fuente calor).
- La adecuada metodología de diseño permitió obtener las ganancias del controlador PI de forma analítica y predecir su comportamiento aproximado

en simulación. El control propuesto se implementó utilizando software y hardware de instrumentación virtual, un sensor de flujo adecuado y el diseño de una válvula regulada de bajo costo utilizando un servomotor y una válvula de esfera convencional.

- Los resultados experimentales muestran que: (i) debido a la presencia de ruido en las mediciones de los sensores es preferible un controlador con ganancias medidas ya que de otro modo se amplifica el ruido presente en la medición en deterioro del desempeño en estado estable y transitorio en lazo cerrado y (ii) la primera etapa del DSHT controlado de forma automática con un controlador PI en el calor de entrada del generador de esta etapa puede compensar en medio minuto las perturbaciones en la temperatura de entrada manteniendo las condiciones de equilibrio para lograr una revalorización continua de calor de desecho.

- Como el modelo matemático se obtuvo de forma experimental, el desempeño logrado es acorde con la diferencia que existe entre la dinámica propuesta y la verdadera dinámica de la planta.

6.2.- Recomendaciones

A continuación se enlistan las recomendaciones del presente trabajo de tesis:

- Implementar medición en tiempo real de la concentración de la mezcla, para identificar rápidamente cambios y compensar la concentración.
- Evaluar el evaporador de segunda etapa a diferentes temperaturas del sistema de calentamiento.
- Considerar que el DSHT es afectado por las variaciones de la temperatura del ambiente, por lo que las condiciones de operación del sistema sobre todo la temperatura del condensador es el más afectado.
- Utilizar un chiller para mantener la temperatura de condensador estable.
- Realizar un cambio en el área de recepción del líquido condensado para mejorar la captación y tener líquido disponible para altas temperaturas de absorción.
- Utilizar sensores tanto de temperatura como de flujo que presenten menor ruido de medición y/o diseñando un filtro paso-bajas adecuado para reducir el ruido de alta frecuencia presente en la señal de medición.

ANEXOS

Anexo A

Se muestra el calculo de efectividades para cada componente del transformador térmico de una condición experimental del DSHT, realizando el calculo de cada ecuación de la prueba 5 y las condiciones de operación, Tabla B1

Tabla B1.- Condiciones de operación experimentales para el DSHT

Componente	Temperatura (°C)	Concentración (%w)	Potencia (kW)
Generador	65.51	68.86	1.95
Condensador	23.24	--	1.89
Evaporador	82.89	--	1.93
Absorbedor	106.63	67.00	1.12

El valor del COP experimental de acuerdo a la Tabla 5.5 es de 0.21, a continuación en la Tabla B2 se muestran los valores del coeficiente de transferencia de calor por convección y el coeficiente general de transferencia de calor para el condensador y evaporador. De acuerdo a las siguientes ecuaciones:

El número de unidades de transferencia de calor (NTU) es definida como:

$$NTU = \left(\frac{UA}{C_{min}} \right) \quad (B.1)$$

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_h} + \frac{ep}{k\rho} + \frac{1}{hc}}$$

U es el coeficiente global de transferencia de calor en kW m⁻² K, A es el área de transferencia de calor en m² and C_{min} es el menor de los valores entre C_c and C_h, y son definidos como:

$$C_c = C_{p,c} \dot{m}_c \quad (B.2)$$

$$C_h = C_{p,h} \dot{m}_h \quad (B.3)$$

C_{p, c} es el calor específico de la corriente fría en kJ kW⁻¹ K⁻¹

C_{p, h} es el calor específico de la corriente caliente en kJ kW⁻¹ K⁻¹

La relación de flujo del calor específico entre la corriente caliente y fría se define como R para la ecuación B.1:

$$R = \left(\frac{C_{min}}{C_{max}} \right) \quad (B.4)$$

Tabla B1.- Valores del coeficiente de transferencia de calor por convección y el coeficiente general de transferencia de calor para el condensador y evaporador

h_{cEV} kW/m ² K	h_{hEV} kW/m ² K	U_{EV} kW/m ² K	h_{cCO} kW/m ² K	h_{hCO} kW/m ² K	U_{CO} kW/m ² K
1.22	1.24	0.39	1.19	1.20	0.36

Los valores de efectividades para cada componente se calculan de acuerdo a las eq 28,29,30,32, y se muestran en la siguiente Tabla B3.

Tabla B3.- Efectividades termodinamicas (η) calculadas para cada componente

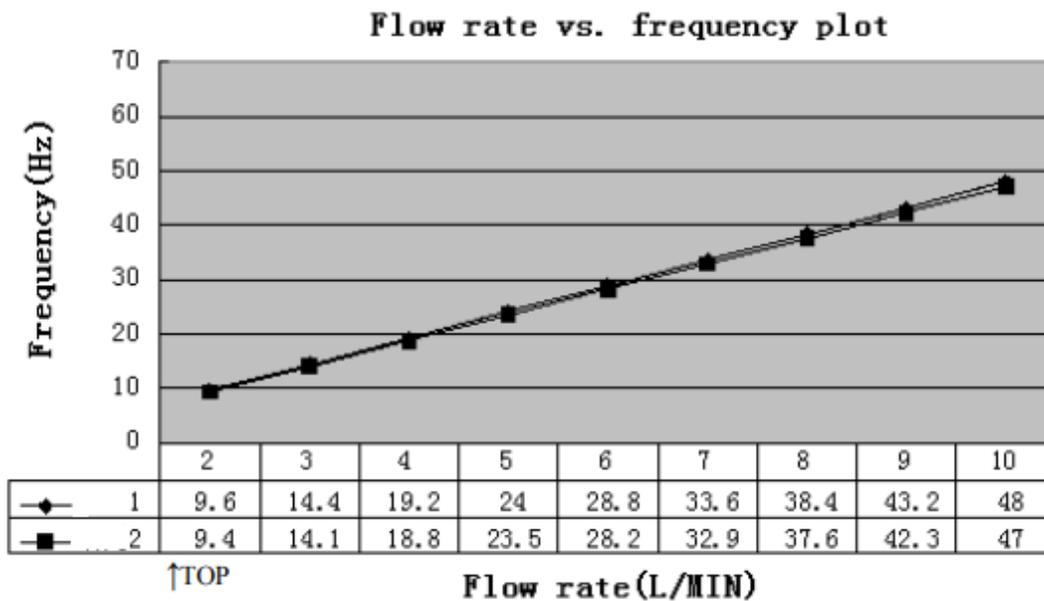
Generador	Condensador	Evaporador	Absorbedor
0.28	0.90	0.90	0.38

De acuerdo a los valores se calcula en nuevo valor de COP (eq 33) multiplicando las potencias por el factor de efectividad.

$$COP_{\eta} = \frac{(1.12 * 0.38)}{(1.95 * 0.28) + (1.93 * 0.90)} = 0.19$$

Anexo B

Grafico del sensor de flujo FS400A para realizar el calculo de los litros por minuto que pasan por la tubería, valor que se obtiene multiplicando el conteo de pulsos en cada segundo por un valor de referencia.



Anexo C

Experimental Thermal and Fluid Science 88 (2017) 490–503



Contents lists available at ScienceDirect

Experimental Thermal and Fluid Science

journal homepage: www.elsevier.com/locate/etfs



Predicted and experimental COP for heat transformer based on effectiveness process



C.V. Valdez-Morales^a, R.J. Romero^{b,*}, J. Ibarra-Bahena^c

^a Posgrado en Ingeniería y Ciencias Aplicadas, Centro de Investigación en Ingeniería y Ciencias Aplicadas, Universidad Autónoma del Estado de Morelos, Av. Universidad 1001, Colonia Chamilpa, C.P. 62209 Cuernavaca, Morelos, Mexico

^b Centro de Investigación en Ingeniería y Ciencias Aplicadas, Universidad Autónoma del Estado de Morelos, Av. Universidad 1001, Colonia Chamilpa, C.P. 62209 Cuernavaca, Morelos, Mexico

^c Instituto de Energías Renovables, Universidad Nacional Autónoma de México, Privada Xochicalco S/N, Colonia Azteca, 62580 Temixco, Mor., Mexico (DGAPA-UNAM Postdoctoral Fellowship)

ARTICLE INFO

Article history:

Received 7 December 2016

Received in revised form 22 June 2017

Accepted 27 June 2017

Available online 29 June 2017

Keywords:

Water/Carrol mixture
Absorption heat transformer
Heat and mass effectiveness
Experimental evaluation
Water purification

ABSTRACT

This paper proposes an accurate estimation for the experimental thermodynamic performance of a Single Stage Absorption Heat Transformer (SSHT). The calculation includes five heat and mass transfer effectiveness factors of the components in the SSHT. The evaporator, condenser and heat exchanger effectiveness is based on the method of Number of transfer units (NTU). Absorber and generator effectiveness are correlated with mass transfer, concentrations of the working mixture, and external powers, respectively. Calculations according to the operating conditions of the experimental tests were carried out in a 4 kW absorption heat transformer. The experiment was performed with the water/Carrol mixture with concentrations from 66 to 69%w; the actual Coefficient of Performance (COP_a) values were from 0.28 to 0.35, while the classical model overestimates these values from 0.47 to 0.49, respectively. The predicted COP_η with these effectiveness factors is much more accurate (error factor lower than 92.25%) with COP_a.

© 2017 Elsevier Inc. All rights reserved.

1. Introduction

The revaluation and energy recovery is an important issue in industrial sectors where there is no adequate energy supply, and economic and social development are affected. Currently, crude oil, natural gas and coal are about 90% of commercial energy production in the world [1,2]. The rest of the energy is provided by a variety of sources including nuclear energy, geothermal energy, and renewable resources, which in addition to the use of fossil fuels continue to cause an increase in emissions and the release of CO₂ and greenhouse gases (GEG) to the atmosphere [3]. Several countries are investing significant amounts in the development of equipment to facilitate recovery and efficient use of energy, in the interest of new research and techniques to improve the use of energy resources [4].

The GEG problem causes an emerging interest in new research and techniques of energy sources to make a better use of energy resources. Some of the devices for energy recovery are heat pumps. The Single Stage Heat Transformers (SSHT) are some of the most

promising devices for upgrading energy. These allow the reuse of energy resources for revaluation of residual thermal, solar, geothermal and biomass energies to higher temperature levels. In addition, the SSHT can be used in cogeneration systems for the desalination of seawater and distillation, and other applications [5].

When performing an experimental study, factors that allow an adequate evaluation should be considered. In the case of upgrading thermal energy it is necessary to use technologies that allow:

- efficient heat exchange to reduce consumption,
- determination of the thermal behavior by modeling,
- thermodynamic adjustment system components in order to achieve rational use of energy and reduction of environmental impact.

Previous studies show the influence of effectiveness on heat transformers. George and Murthy [6] carried out an analysis of the influence of the efficiency of the plate heat exchanger operating as a generator in the operation of the absorption heat transformer, and the correlations and performance estimation under operating conditions were calculated.

* Corresponding author.

E-mail address: rosenberg@uaem.mx (R.J. Romero).

Nomenclature

Abbreviations

SSHT	single stage heat transformer
NTU	number of transfer units
COP	coefficient of performance
GTL	gross temperature lift

Symbols

\dot{m}	fluid mass flow rate, kg s^{-1}
H	enthalpy, kJ kg^{-1}
Cp	specific heat at constant pressure, $\text{kJ kg}^{-1} \text{K}^{-1}$
Q	heat power kW
X	Carrol solution concentration, %w/w
T	temperature
L	plate length
U	overall heat transfer coefficient, $\text{kW m}^{-2} \text{K}^{-2}$
A	effective heat transfer area in the heat exchanger, m^2
h	coefficient of heat transfer by convection, $\text{W m}^{-2} \text{°C}^{-1}$
ep	plate thickness, m
kp	thermal conductivity of the plate, $\text{W m}^{-1} \text{°C}^{-1}$
kliq	thermal conductivity for water/Carrol mixture, $\text{W K}^{-1} \text{m}^{-1}$
N	number of channels
G	channel mass velocity, $\text{kg m}^{-2} \text{s}^{-1}$
De	equivalent diameter, meters
$W_{\text{Effective}}$	width of heat exchange plate, m t

b_{Average}	thickness of the channel, m
P	pressure kPa

Subscripts

GE	generator
CO	condenser
EV	evaporator
AB	absorber
EC	economizer
I	internal system
O	outlet system
mix	water/Carrol mixture
vap	working fluid in vapor phase
liq	working fluid in liquid phase
a	actual
HF	heating fluid
HC	cooling fluid
h	hot current
c	cold current
p	pump

Greek symbols

H	effectiveness, dimensionless
M	dynamic fluid viscosity, Pa s

Rogiers and Baelmans [7] reported on a study of the maximum rate of distribution of heat transfer efficiency of small-scale parallel plate heat exchangers. It shows the application of efficiency and correction for this type of heat exchangers, compared to optimized models with an effectiveness of 0.90, which need 3.73 times more volume for the same heat transfer rate compared to a design of effectiveness of 0.60.

Ibarra et al. [3] developed an evaluation of the thermodynamic effectiveness of a plate heat exchanger used as an economizer. That was incorporated in a SSHT operating with water/Carrol mixture. The method used to calculate the effectiveness of evaporator and condenser is number of transfer units (ϵ -NTU), which is used for the design and evaluation processes of heat and mass transfer. Another work reported is that of Hasan [8], who developed an analytical model based on the ϵ -NTU method to calculate the wet bulb temperature by indirect evaporative air cooling.

The effectiveness of the heat exchanger (η), also known as thermal efficiency, is an important parameter for the design of heat transfer equipment. Literature shows models of mass and energy balance for thermodynamic cycles, considering that there is thermodynamic balance, neglecting energy and pressure losses through components and piping. However, these assumptions lead to simplified models, which do not describe reality, and therefore idealize the system under study, specifically, in calculating the thermodynamic effectiveness in heat transformer components [9].

The result of simplified models is the overestimation of the heat transfer in each component. This paper shows a thermodynamic proposal based on the effectiveness to reduce the overestimation of components power. The estimation was based on plate heat exchangers used in a SSHT system, with water/Carrol mixture.

2. Description of the system

The evaluated SSHT consists of five Plate Heat Exchangers (PHEs), an evaporator, a condenser, a generator, an absorber and

an economizer, as shown in Fig. 1. It includes two gear pumps and an expansion valve.

The operation is as follows: A constant quantity of waste heat Q_{GE} is added at a relatively intermediate temperature (T_{GE}) to the generator in order to vaporize part of the *working fluid* from the diluted salt solution containing a low concentration of absorbent. The vaporized *working fluid* flows to the condenser, delivering an amount of heat Q_{CO} at near ambient temperature (T_{CO}). The liquid leaving the condenser is pumped, driven by low mechanical power, to the evaporator at a higher- pressure zone. The *working fluid* is then evaporated by using a second quantity of waste heat Q_{EV} , which is added to the evaporator at an intermediate temperature T_{EV} . Next, the vaporized *working fluid* goes to the absorber, it is absorbed by the absorbent concentrated salt solution and this stream comes from the generator. The absorption process delivers useful heat Q_{AB} at the estimated temperature T_{AB} ; it is number 5 in Fig. 1. Finally, the diluted salt solution returns to the generator, to preheat the concentrated salt solution into a heat exchanger, named economizer, before restarting the cycle again. The generator, economizer, evaporator and absorber have seven corrugated plates and three channels per pass. The condenser has four corrugated plates and one channel per pass for *working fluid* (water in this case) and two channels per pass for water from the cooling tower.

The water/Carrol mixture was developed by Carrier Corporation [8]. The mixture of water/lithium bromide has been the only commercial fluid for SSHT use. However, this mixture has a great disadvantage: the crystallization risk for concentrations at X values higher than 70%. The water/Carrol mixture has almost the same characteristics as thermodynamic water/lithium bromide but has a higher solubility of around 80% in weight concentration.

A previous study with the water/Carrol mixture, Iyoki et al. [10] shows the theoretical comparison with water/Carrol and other mixtures for single-stage, two-stage, and double effect absorption refrigerating machines. Best and Rivera [11] proposed the use of water/Carrol mixture in transformers heat absorption. In that

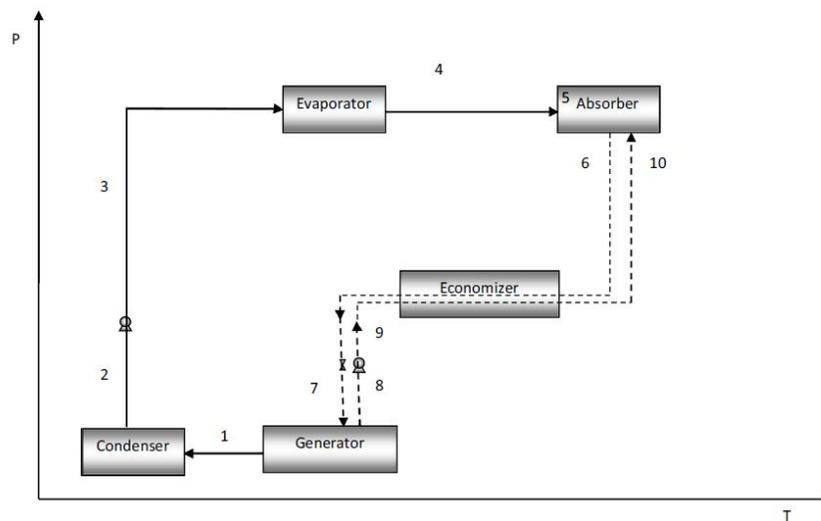
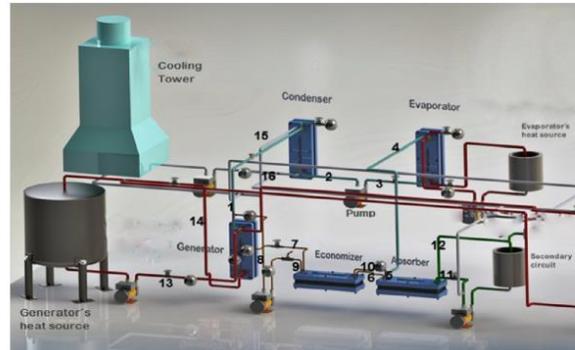


Fig. 1. Schematic and pressure – temperature diagram for a single stage heat transformer (SSHT).

work, they made a thermodynamic analysis to study the performance of three types of heat transformers: single stage, two-stage and double absorption. This study shows a mathematical model to predict the theoretical output for comparing the heat transformers, where the upgrade was of 60 °C for one stage transformers and 105 °C for advanced cycle transformers. Rivera et al. [12] conducted analysis to compare the theoretical performance of single stage, two stage and double-absorption heat transformers operating with the water/lithium bromide and the water/Carrol mixtures, where water/Carrol mixture showed a better performance in general than water/lithium bromide.

Carrol is an aqueous LiBr mixture with a crystallization inhibitor (ethylene glycol) in the ratio 1: 4.5 by weight [3]. Water/Carrol allows the SSHT to raise the Q_{AB} to water purification

levels at atmospheric pressure (around 100 °C) without crystallization risk.

3. Important parameters

3.1. Coefficient of performance

The Coefficient of Performance (COP) represents the efficiency of a SSHT. It is defined as the heat delivered in the absorber per unit of heat load supplied with the generator, and the evaporator and the mechanical work for fluid pumping [2]:

$$COP = \frac{Q_{AB}}{Q_{GE} + Q_{EV} + W_{p,CO} + W_{p,GE}} \quad (1)$$

3.2. Concentration

Concentration of the mixture is an important parameter for the calculation of the effectiveness in the generator and absorber mass transfer. These correlations were reported by Reimann and Biermann [13] for calculating Carrol mixture properties, where T' is the working fluid temperature [°C], T is the temperature of the mixture [°C], X is the mixture concentration [w%]; the values of M and B are in the appendix.

$$T' = MT + B \quad (2)$$

3.3. Gross temperature lift

The Gross Temperature Lift (GTL) is defined as the difference between the absorber temperature and the evaporator temperature. In Fig. 1, this value is the difference between T_5 and T_4 .

4. Experimental methodology

There are some publications on effectiveness calculation, such as Harika Sammeta, et al. [14], who carried out a study of effectiveness in heat exchanger. They performed simulations using computational fluid dynamics (CFD) in which they compared effectiveness as a function of NTU, pressure as a function of NTU, in different temperature ranges into a nine plate counterflow corrugated plate heat exchanger. A similar paper from Navarro and Cabezas [15] showed a computational model for a shell and tube countercurrent exchanger with complex flow arrangements for determining ε -NTU. The proposed model had a 10% error compared with the theoretical correlations. Wright and Heggs [9] describe a simplified method for calculating the effectiveness in two plate heat exchangers; they did this research for the condensation process specifically. The analysis extends to systems in which the overall correlation of heat transfer depends on the current phase change, which developing a simple method can help to predict the performance of heat transformer plates in these situations.

Three important points are considered in this paper on the methodology of operation for the SSHT, as follows:

- (1) Calculations are performed when the thermal transformer reaches steady state.
- (2) There is a uniform flow through distribution channels.
- (3) The overall heat transfer coefficient (U) is constant across the evaporator.

4.1. Experimental equipment

Temperature sensing was performed with type T thermocouples ± 0.5 °C and an Agilent data acquisition unit (6½ digits), and Agilent HP Vee Pro software. The Water/Carrol mixture is pumped using a 32 W gear pump, with variable speed ranging from 0 to 5600 rpm.

The heating fluid in generator and evaporator is pumped with a commercial centrifugal pump, operating at 0.5 hp and 3450 rpm. A cooling tower extracts heat from the condenser using another commercial centrifugal pump, operating at 1 hp and 3450 rpm. A cooling tower extracts heat from the condenser using another commercial centrifugal pump, operating at 1 hp and 3450 rpm. Volumetric flows were measured with two analogical flow meters, with an accuracy of $\pm 3\%$. The pressure in the condenser and evaporator is measured with two digital pressure gauges by Wikai, with an accuracy of $\pm 0.5\%$. The water/Carrol concentration was measured using an ABBEMAT 200 refractometer by Anton Paar, with accuracy of ± 0.0001 . The correlation of concentration with

refraction index was obtained in a previous work [16]. Table 1 shows the characteristics of the plate heat exchangers, and data used to calculate the effectiveness in economizer, condenser and evaporator.

4.2. Thermodynamic model

The thermodynamic equations for the power calculation in each of the heat exchangers are shown in the appendix. Eq. (4) shows the calculation of the actual COP.

$$COP_h = \frac{\dot{m}_{10}H_{10} - \dot{m}_4H_4 - \dot{m}_6H_6}{\dot{m}_1H_1 + \dot{m}_8H_8 - \dot{m}_7H_7 + \dot{m}_2(H_4 - H_3) + W_{p,CO} + W_{p,GE}} \quad (3)$$

$$COP_a = \frac{\dot{m}_{11,HF}CP_{11}(T_{12} - T_{11})}{\dot{m}_{17,HF}CP_{17}(T_{18} - T_{17}) + \dot{m}_{13,HF}CP_{13}(T_{14} - T_{13}) + W_{CO,CF2} + W_{GE,HF8}} \quad (4)$$

$$COP_\eta = \frac{Q_{AB}\eta_{AB}}{Q_{GE}\eta_{GE} + Q_{EV}\eta_{EV} + W_{p,CO} + W_{p,GE}} \quad (5)$$

Then, for the COP prediction based on actual temperature, Water/Carrol concentration for enthalpy calculation and flows, the COP_η from Eq. (5) becomes:

$$COP_\eta = \frac{(\dot{m}_{10}H_{10} - \dot{m}_4H_4 - \dot{m}_6H_6)\eta_{AB}}{(\dot{m}_1H_1 + \dot{m}_8H_8 - \dot{m}_7H_7)\eta_{GE} + \dot{m}_2(H_4 - H_3)\eta_{EV} + W_{p,CO} + W_{p,GE}} \quad (6)$$

These values are quite different, because the COP_h , COP_a and COP_η in the first one are an idealized value that does not consider heat losses. The second one is the external value, which is very useful for engineering operational evaluations, but lower than the COP_h and the COP_η based on effectiveness processes, is calculated from operating conditions with a real process.

This study shows the effect of the variations in the effectiveness for heat and mass exchange for the performance of SSHT. For evaluation of the performance generator, the ratio of power and external heating system $Q_{GE,0}$ was calculated. In the generator, the process of heat transfer is dominant. The bibliography shows the calculation of the effectiveness with internal and external powers of the system, and does not explain the calculations for generator effectiveness [17].

$$\eta_{GE} = \frac{Q_{GE,0}}{Q_{GE,I}} \quad (7)$$

Condenser and evaporator performance are assumed by the ε -NTU method.

$$\eta_{CO} = 1 - e^{-NTU} \quad (8)$$

$$\eta_{EV} = 1 - e^{-NTU} \quad (9)$$

$$NTU = \frac{UA}{(\dot{m}Cp)_{min}} \quad (10)$$

Table 1
PHE characteristics.

Sondex model	S4-IG-7
Design pressure	100 PSI
Design temperature	284 °F
Thermal conductivity	1.47 kcal/h ⁻¹ m ⁻¹ k ⁻¹
Build year	2004
Channel average thickness (b)	2 × 10 ⁻³ m
Equivalent diameter of channel (d)	4 × 10 ⁻³ m
Thickness of metal plate (δ)	5 × 10 ⁻⁴ m
Angle (β)	Chevron

The correlations and equations used in this study for effectiveness calculation were analyzed as follows:

The calculation of the absorber effectiveness is based on the concentrations of the water/Carrol mixture. Previous papers show the effects of heat exchanger effectiveness and mass transfer effectiveness of the absorber on the performance of a vapor absorption heat transformer. In this paper the influence of the mass transfer effectiveness of the absorber is proposed using water/Carrol with the assumptions and the method of analysis presented by George and Srinivasa [18], where X_{AB} and X_{GE} is the equilibrium concentration at the absorber, and $X_{AB,ex}$ and $X_{GE,ex}$ are the absorber experimental concentrations. Gutiérrez et al. [19] have shown that the absorption process can be characterized by using the measured values of concentration at absorber inlet and outlet:

$$\eta_{AB} = \frac{X_{AB,ex} - X_{GE}}{X_{AB} - X_{GE,ex}} \quad (11)$$

$$X_{GE} = f(P_{GE}, T_{GE}) \quad (12)$$

$$X_{AB} = f(P_{AB}, T_{AB}) \quad (13)$$

The economizer efficiency calculation is based on the NTU (counterflow) method [20]. A previous work shows the calculation of effectiveness only in the economizer integrated to an SSHT [5], the equations used are shown in the attached appendix.

5. Results

This paper shows seven selected and representative experimental tests in which the performance of SSHT is observed; all data exhibit the same trend.

In Tables 2 and 3 the temperatures and concentrations for each one of the experimental tests using the water/Carrol mixture are shown. The concentrations were used to calculate the absorber and generator effectiveness. Table 4 shows the economizer experimental individual convective heat transfer coefficients, for cool and hot streams, and the overall heat transfer coefficient for the seven

Table 2
Average internal temperatures and concentrations of main components for each experimental test SSHT.

Component	Actual temperature (°C)						
Test	1 [5]	2	3	4	5	6	7
Generator	85.4 ± 0.3	85.8 ± 0.2	83.0 ± 0.3	84.3 ± 0.3	68.2 ± 0.3	72.5 ± 0.4	71.2 ± 0.3
Condenser	22.1 ± 0.3	23.0 ± 0.2	19.3 ± 0.3	24.0 ± 0.3	23.1 ± 0.3	23.2 ± 0.3	22.8 ± 0.3
Evaporator	79.6 ± 0.2	79.8 ± 0.3	87.9 ± 0.3	87.5 ± 0.2	74.8 ± 0.3	76.3 ± 0.3	73.2 ± 0.3
Absorber	101.3 ± 0.3	98.0 ± 0.3	103.4 ± 0.3	104.0 ± 0.3	99.8 ± 0.3	101.7 ± 0.3	100.4 ± 0.2

Table 3
Water/Carrol concentrations in main components for SSHT experimental test.

Component	Actual concentration (%w)						
	Test	1 [5]	2	3	4	5	6
Generator	68.6 ± 0.08	68.0 ± 0.08	69.2 ± 0.08	67.8 ± 0.08	69.0 ± 0.08	70.0 ± 0.08	73.2 ± 0.08
Condenser	-	-	-	-	-	-	-
Evaporator	-	-	-	-	-	-	-
Absorber	67.4 ± 0.08	66.6 ± 0.08	67.1 ± 0.80	66.0 ± 0.08	67.0 ± 0.08	69.0 ± 0.08	72.2 ± 0.08
	Theoretical concentration (%w)						
Generator	76.8	77.4	77.8	78.0	77.2	77.7	78.1
Condenser	-	-	-	-	-	-	-
Evaporator	-	-	-	-	-	-	-
Absorber	50.8	43.6	50.1	47.2	48.2	51.8	59.4

Table 4
Experimental values of the coefficient of convective heat transfer, the overall heat transfer coefficient for economizer.

Test	$h_{h,EC}$ kW/m ² K	$h_{c,EC}$ kW/m ² K	U_{EC} kW/m ² K
1 [5]	1.33 ± 0.04	1.39 ± 0.04	0.67 ± 0.07
2	1.32 ± 0.04	1.40 ± 0.04	0.67 ± 0.07
3	1.33 ± 0.04	1.42 ± 0.04	0.68 ± 0.07
4	1.34 ± 0.04	1.45 ± 0.04	0.68 ± 0.0
5	1.30 ± 0.04	1.37 ± 0.04	0.65 ± 0.07
6	1.32 ± 0.04	1.43 ± 0.04	0.66 ± 0.07
7	1.30 ± 0.04	1.40 ± 0.04	0.68 ± 0.07

test runs. Next section shows an analysis of uncertainty for the reported experimental results.

5.1. Uncertainty analysis

The uncertainties were calculated by propagation of error method. This analysis was evaluated for the data in Tables 2–9, considering uncertainties of the used measurement equipment and standard deviations. It shows the average uncertainty for calculated parameters based on the experimental data obtained in this work. The equation is described as follows and was solved by the Taylor series method [21].

$$u_c^2 = \sum_{i=1}^N \left(\frac{\partial f}{\partial x_i} \right)^2 u^2(x_i) \quad (14)$$

The temperatures of test 1 are shown in the previous work [5]; in this case these conditions show a greater deviation between the COP_η and the COP_a.

5.2. Graphic analysis of experimental data

Table 8 shows the different values for the COP for each of the test runs, a comparison of COP_{th}, COP_a and COP_η values, applying the COP described methodology. It shows that the theoretical values are higher than the experimental values. Table 9 shows

Table 5
Experimental values of the coefficient of convective heat transfer, the overall heat transfer coefficient for evaporator.

Test	h_{eEV} kW/m ² K	h_{hEV} kW/m ² K	U_{EV} kW/m ² K
1 [5]	1.20 ± 0.03	1.23 ± 0.05	0.36 ± 0.06
2	1.18 ± 0.03	1.21 ± 0.05	0.36 ± 0.06
3	1.22 ± 0.03	1.24 ± 0.05	0.39 ± 0.06
4	1.22 ± 0.03	1.25 ± 0.05	0.39 ± 0.06
5	1.19 ± 0.03	1.22 ± 0.05	0.36 ± 0.06
6	1.20 ± 0.03	1.23 ± 0.05	0.38 ± 0.06
7	1.20 ± 0.03	1.20 ± 0.05	0.36 ± 0.06

Table 6
Experimental values of the coefficient of convective heat transfer, the overall coefficient heat transfer for condenser.

Test	h_{cCO} kW/m ² K	h_{hCO} kW/m ² K	U_{CO} kW/m ² K
1 [5]	1.18 ± 0.03	1.20 ± 0.05	0.35 ± 0.06
2	1.18 ± 0.03	1.19 ± 0.05	0.33 ± 0.06
3	1.19 ± 0.02	1.20 ± 0.05	0.36 ± 0.06
4	1.19 ± 0.03	1.20 ± 0.05	0.36 ± 0.06
5	1.18 ± 0.03	1.19 ± 0.04	0.33 ± 0.06
6	1.20 ± 0.03	1.20 ± 0.05	0.35 ± 0.06
7	1.19 ± 0.03	1.20 ± 0.05	0.35 ± 0.07

the calculated effectiveness for the main SSHT's component, according to representative tests of the operating conditions bold numbers mean the dimensionless predicted COP based on heat and mass transfer coefficient.

Actual and predicted COPs show a variation when the process is performed experimentally. An example of this is observed in test 2, in Figs. 5 and 6, where a change in the concentration and temperature causes the COP_a to be lower than COP_η . Hence the importance of making an adjustment to the classical model that allows the theoretical values to be closer to the experimental values. Fig. 2 shows the variation in enthalpy value when temperature or concentration of the water/Carrol mixture change. International and British unit systems are shown in continuous and dot lines, respectively. Any small variation affects the COP_h value.

Figs. 3–10 show the analysis of the COP_h and COP_a in function of absorber temperature for the seven test runs. The operating conditions and surroundings in which the absorption process is performed affect the behavior of the SSHT. Upper dots in Fig. 3 show the thermodynamic effect for evaporator and condenser effectiveness on the COP values. Those values are the same, because the η_{CO} is equal to η_{EV} value.

Similar to the previous analysis, for Figs. 7 and 8 the best operating condition for revalorization with heat source at 83 °C is absorption temperature at 103.4 °C. In this case the GTL was 23.6 °C, which is a higher value compared with other tests.

Table 7
External heat powers for the main components of SSHT.

Test	Q_{GE} (kW)	Q_{EV} (kW)	Q_{CO} (kW)	Q_{AB} (kW)	Q_{LOSS} (kW)	W_{pumpCO} (kW)	W_{pumpGE} (kW)	P_{EV} (kPa)	P_{CO} (kPa)
1 [5]	1.70 ± 0.13	1.40 ± 0.12	1.30 ± 0.12	1.10 ± 0.13	0.70 ± 0.13	0.05	0.06	33.8	8.5
2	1.66 ± 0.13	1.46 ± 0.10	1.58 ± 0.13	1.00 ± 0.14	0.54 ± 0.14	0.05	0.10	33.4	7.9
3	1.36 ± 0.14	1.60 ± 0.11	1.58 ± 0.11	0.98 ± 0.14	0.40 ± 0.14	0.04	0.11	32.5	8.8
4	1.46 ± 0.14	1.20 ± 0.10	1.57 ± 0.10	0.98 ± 0.11	0.11 ± 0.14	0.15	0.07	33.1	8.2
5	1.26 ± 0.13	1.22 ± 0.11	1.56 ± 0.12	0.85 ± 0.13	0.38 ± 0.14	0.04	0.08	33.3	8.0
6	1.20 ± 0.13	1.34 ± 0.11	1.41 ± 0.11	0.83 ± 0.13	0.58 ± 0.13	0.05	0.07	32.8	8.5
7	1.37 ± 0.14	1.38 ± 0.11	1.26 ± 0.12	0.79 ± 0.13	0.66 ± 0.13	0.05	0.07	32.2	8.3

Table 8
Coefficient of performance tests.

Test	COP_h (Eq. (3))	COP_a (Eq. (4))	COP_η (Eq. (5))
1 [5]	0.48 ± 0.09	0.35 ± 0.07	0.33 ± 0.07
2	0.49 ± 0.09	0.31 ± 0.08	0.35 ± 0.07
3	0.48 ± 0.09	0.32 ± 0.08	0.34 ± 0.06
4	0.48 ± 0.09	0.34 ± 0.08	0.37 ± 0.06
5	0.47 ± 0.08	0.32 ± 0.09	0.34 ± 0.06
6	0.48 ± 0.09	0.31 ± 0.08	0.33 ± 0.07
7	0.49 ± 0.09	0.28 ± 0.08	0.30 ± 0.06

Table 9
Thermodynamic effectiveness calculated for the main components in heat transformer (η) for this work compared with test 1.

Test	Generator	Condenser	Evaporator	Absorber
1 [5]	0.29 ± 0.08	0.90 ± 0.09	0.90 ± 0.09	0.53 ± 0.09
2	0.27 ± 0.08	0.90 ± 0.09	0.90 ± 0.08	0.44 ± 0.07
3	0.25 ± 0.09	0.90 ± 0.08	0.90 ± 0.09	0.56 ± 0.08
4	0.20 ± 0.09	0.90 ± 0.09	0.90 ± 0.09	0.58 ± 0.08
5	0.20 ± 0.09	0.89 ± 0.09	0.90 ± 0.08	0.59 ± 0.08
6	0.16 ± 0.09	0.90 ± 0.09	0.90 ± 0.08	0.60 ± 0.09
7	0.15 ± 0.08	0.90 ± 0.09	0.90 ± 0.09	0.58 ± 0.09

Figs. 9 and 10 show a highest COP value of 0.47 for the lowest absorber temperature; for higher absorber temperature (right side of the graphic), the COP values decrease. The minimum COP value is 0.12 for 112 °C absorber temperature. Those values are for ideal modeling. Fig. 10 shows the effectiveness effects for main SSHT's components. The COP values are lower than those calculated in Fig. 9 for the same respective operating conditions. In Fig. 10 the highest COP value is 0.46 at lower absorber temperature. The generator effectiveness value is the lowest compared with the other test runs. This combination of effectiveness values was applied in Eq. (6) with pump works from Table 7, and it provides the accurate values compared with the experimental ones.

Figs. 11 and 12 show operating conditions with a lower temperature than previous tests in the generator and evaporator, although the concentration of the mixture is similar to the other tests, so it was possible to obtain a similar temperature of 99.8 °C in the absorber with a COP_a value of 0.32.

Finally, in Figs. 13–16 similarly lower temperatures are observed in the generator, the concentration influence is important when performing the calculations of effectiveness and COP.

Figs. 17 and 18 show the COP_η , COP_a and COP_h . According to the proposed calculation those include the effectiveness factors according to the experimental data. The comparisons between the different COPs allow to observe the average overestimation for the COP_h and the COP_a , with values over 9.3% and over 31.0% respectively.

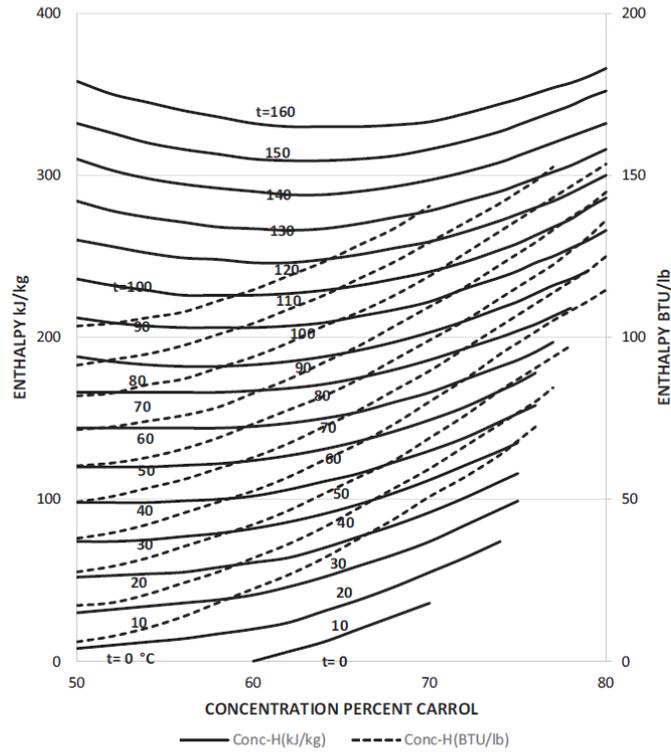


Fig. 2. Enthalpy-concentration diagram for aqueous solutions of Carrol [13].

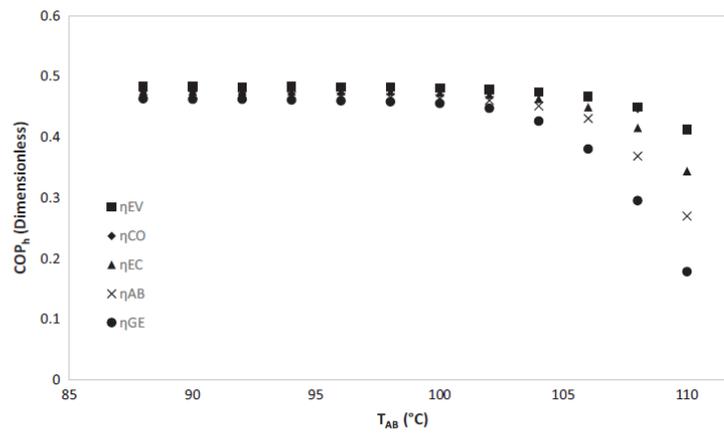


Fig. 3. COP_h as function of the absorber temperature in theoretical operating conditions for test 1, T_{EV} = 79.6 °C, T_{GE} = 85.4 °C, T_{CO} = 22.1 °C.

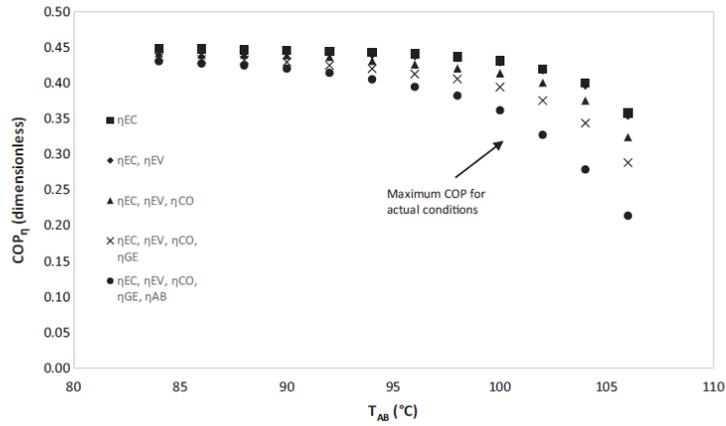


Fig. 4. COP_{η} as function of the absorber temperature in experimental operating conditions as shown in Tables 2 and 3 for test 1, with an absorber effectiveness of $\eta = 0.44$, $T_{EV} = 79.6^{\circ}C$, $T_{GE} = 85.4^{\circ}C$, $T_{CO} = 22.1^{\circ}C$, $GTL = 18.2^{\circ}C$.

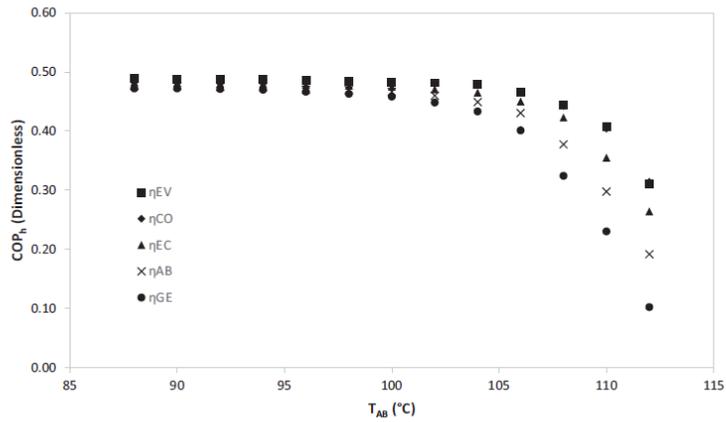


Fig. 5. COP_{η} as function of the absorber temperature in theoretical operating conditions for test 2, $T_{EV} = 79.6^{\circ}C$, $T_{GE} = 85.8^{\circ}C$, $T_{CO} = 23.0^{\circ}C$.

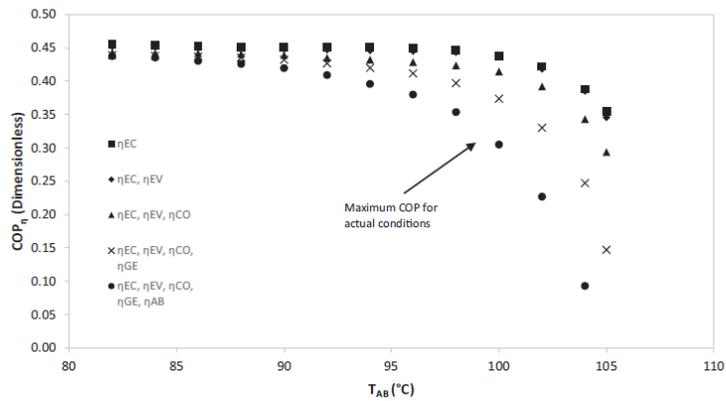


Fig. 6. COP_{η} as function of absorber temperature in experimental operating conditions as shown in Tables 2 and 3 for test 2, with an absorber effectiveness of $\eta = 0.53$, $T_{EV} = 79.6^{\circ}C$, $T_{GE} = 85.8^{\circ}C$, $T_{CO} = 23.0^{\circ}C$, $GTL = 21.7^{\circ}C$.

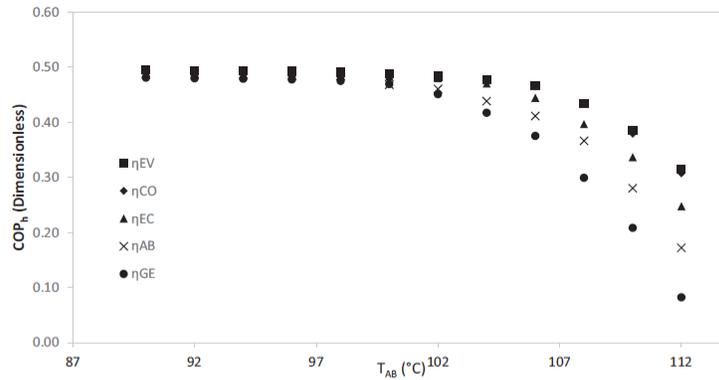


Fig. 7. COP_h as function of absorber temperature in theoretical operating conditions for test 3, $T_{EV} = 87.9^\circ C$, $T_{GE} = 83.0^\circ C$, $T_{CO} = 19.3^\circ C$.

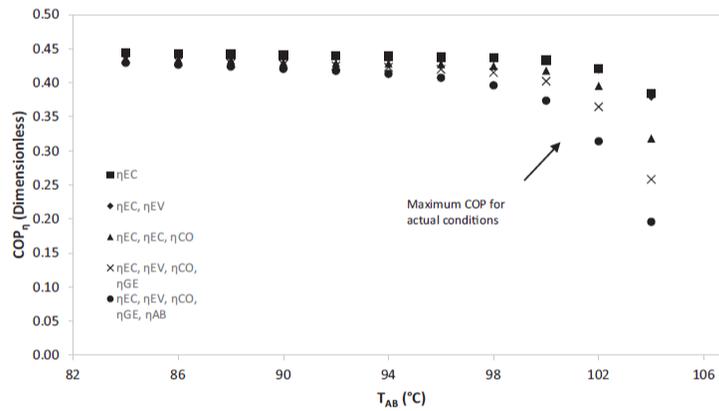


Fig. 8. COP_h as function as absorber temperature in experimental operating conditions as shown in Tables 2 and 3 for test 3, with an absorber effectiveness of $\eta = 0.33$, $T_{EV} = 87.9^\circ C$, $T_{GE} = 83.0^\circ C$, $T_{CO} = 19.3^\circ C$, $GTL = 23.6^\circ C$.

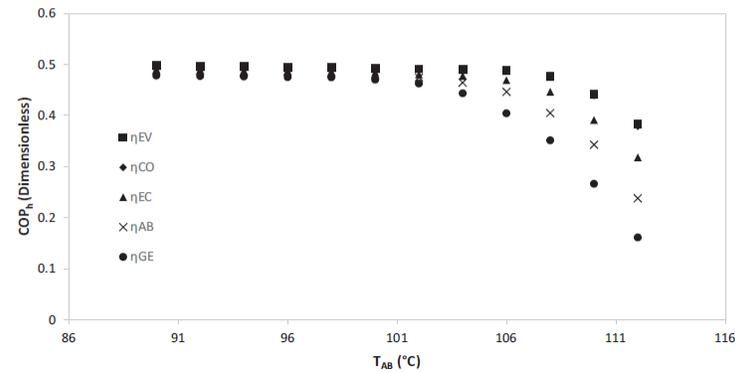


Fig. 9. COP_h as function of absorber temperature in theoretical operating conditions for test 4, $T_{EV} = 87.5^\circ C$, $T_{GE} = 84.3^\circ C$, $T_{CO} = 24.0^\circ C$.

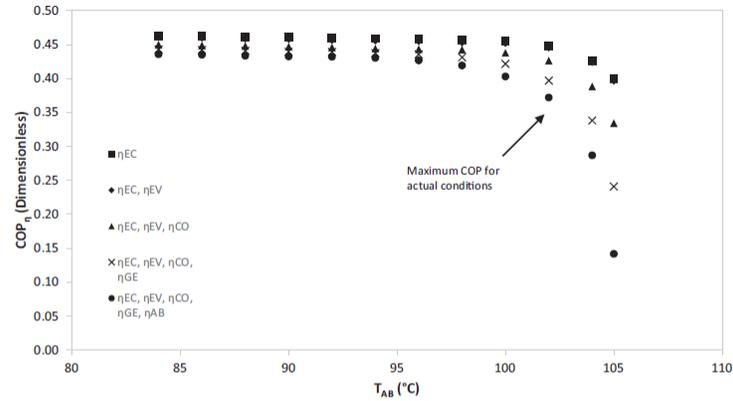


Fig. 10. COP_n as function of absorber temperature in experimental operating conditions as shown in Tables 2 and 3 for test 4, with an absorber effectiveness of $\eta = 0.42$, $T_{EV} = 87.5^\circ\text{C}$, $T_{GE} = 84.3^\circ\text{C}$, $T_{CO} = 24.0^\circ\text{C}$, $GTL = 16.5^\circ\text{C}$.

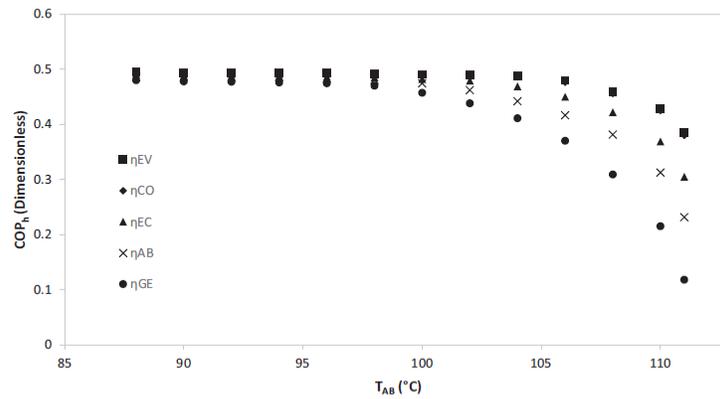


Fig. 11. COP_n as function of absorber temperature in theoretical operating conditions for test 5, $T_{EV} = 74.8^\circ\text{C}$, $T_{GE} = 68.2^\circ\text{C}$, $T_{CO} = 23.1^\circ\text{C}$.

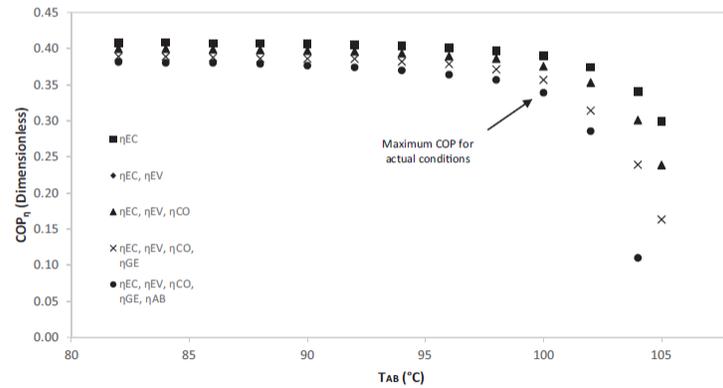


Fig. 12. COP_n as function of the absorber temperature in experimental operating conditions as shown in Tables 2 and 3 for test 5, with an absorber effectiveness of $\eta = 0.59$, $T_{EV} = 74.8^\circ\text{C}$, $T_{GE} = 68.2^\circ\text{C}$, $T_{CO} = 23.1^\circ\text{C}$, $GTL = 25^\circ\text{C}$.

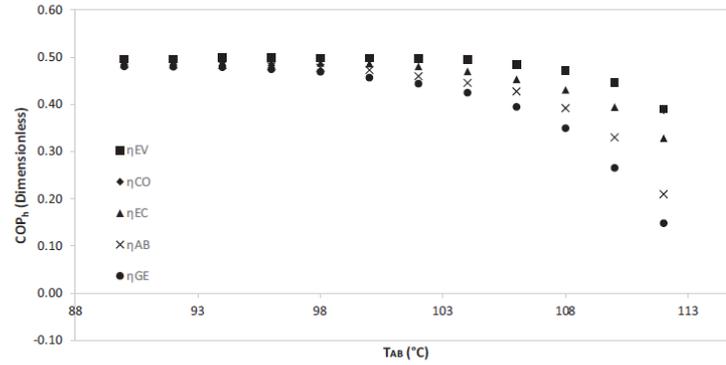


Fig. 13. COP_h as function of absorber temperature in theoretical operating conditions for test 6, $T_{EV} = 76.3\text{ }^\circ\text{C}$, $T_{GE} = 72.5\text{ }^\circ\text{C}$, $T_{CO} = 23.2\text{ }^\circ\text{C}$.

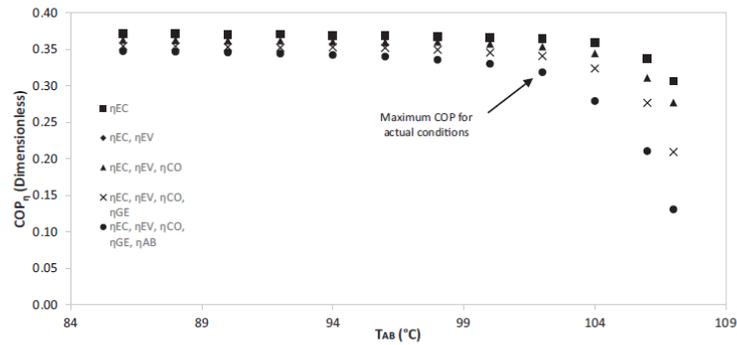


Fig. 14. COP_n as function of the absorber temperature in experimental operating conditions as shown in Tables 2 and 3 for test 6, with an absorber effectiveness of $\eta = 0.60$, $T_{EV} = 76.3\text{ }^\circ\text{C}$, $T_{GE} = 72.5\text{ }^\circ\text{C}$, $T_{CO} = 23.2\text{ }^\circ\text{C}$, $GTL = 25.4\text{ }^\circ\text{C}$.

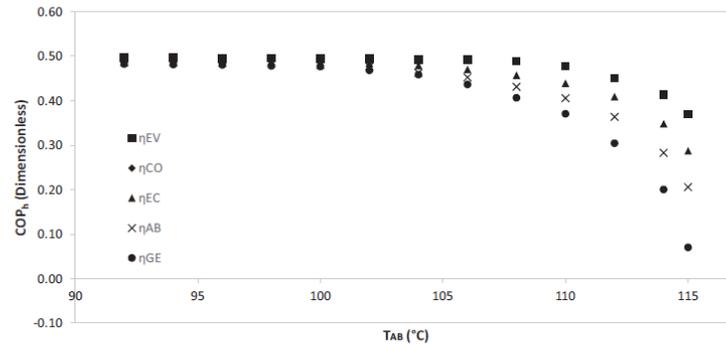


Fig. 15. COP_h as function of absorber temperature in theoretical operating conditions for test 7, $T_{EV} = 73.2\text{ }^\circ\text{C}$, $T_{GE} = 71.2\text{ }^\circ\text{C}$, $T_{CO} = 22.8\text{ }^\circ\text{C}$.

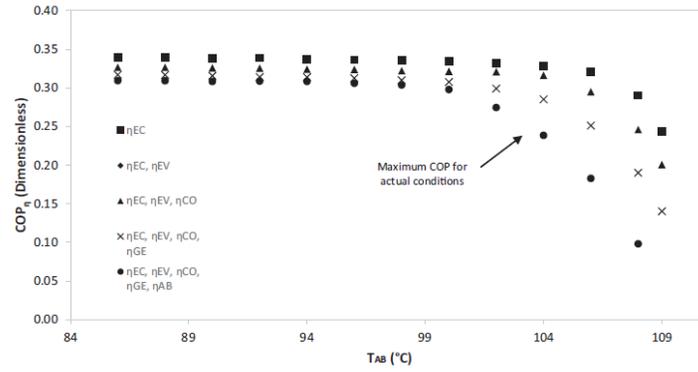


Fig. 16. COP_n as function of the absorber temperature in experimental operating conditions as shown in Tables 2 and 3 for test 7, with an absorber effectiveness of $\eta = 0.58$, $T_{EV} = 73.2$ °C, $T_{GE} = 71.2$ °C, $T_{CO} = 22.8$ °C, $GTL = 27.2$ °C.

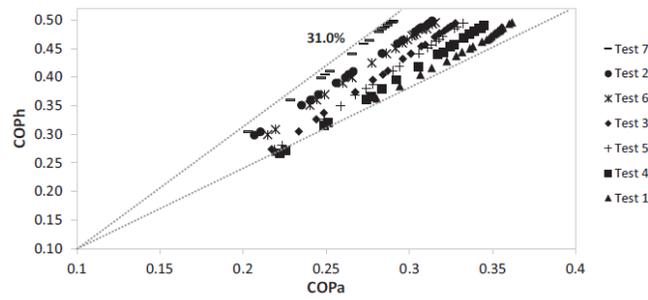


Fig. 17. Comparison between experimental and theoretical COP.

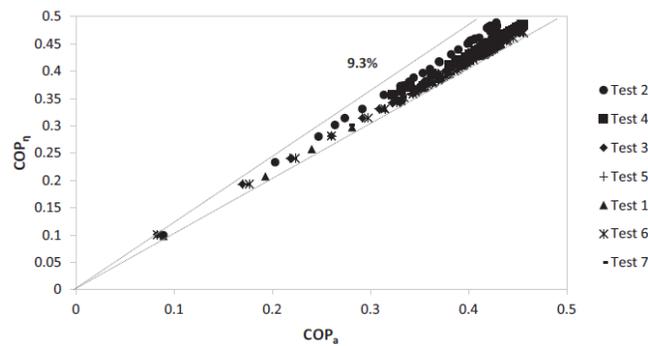


Fig. 18. Comparison between predicted and actual COP for water/Carrol SSHT.

6. Conclusions

This paper analyzes the effect of the mass and heat transfer effectiveness in a single stage heat transformer. The results show that adding mass and heat transfer effectiveness values to the COP calculation, there is a lower predicted COP_η than the idealized model. These calculations predict an accurate COP_η value compared with the actual COP_a. The generator effectiveness values were found lower than 0.3; the condenser and evaporator effectiveness were rounded up to 0.9 in the spreadsheet; the absorber effectiveness shows values between 0.44 and 0.60. All effectiveness values are calculated with the actual operating conditions. The system COP_η calculated around 0.49 are not similar to actual values. The experimental COP_a values were estimated from 0.28 to 0.35 using the same parameters. This new predicted COP_η prevents an overestimation between 30 and 43% according to reported thermodynamic models. These new predictions accuracy 92.3% or higher compared with actual values and COP_η from 0.30 to 0.37.

Acknowledgment

The authors appreciate the partial support of the 167434 basic Science project by CONACYT – Mexico, and J. Ibarra-Bahena is thankful for the DGAPA-UNAM Postdoctoral Fellowship.

Appendix A. Power calculation

Generator

$$\text{Idealized model: } Q_{GE,I} = -\dot{m}_{1,vap}H_{1,vap} + \dot{m}_{7,mix}H_{7,mix} - \dot{m}_{8,mix}H_{8,mix} \quad (\text{A.1})$$

$$\text{External evaluation: } Q_{GE,O} = \dot{m}_{13,HF}Cp_{13}(T_{14} - T_{13}) \quad (\text{A.2})$$

Condenser

$$\text{Idealized model: } Q_{CO,I} = \dot{m}_{1,vap}(H_{2,liq} - H_{1,vap}) \quad (\text{A.3})$$

$$\text{External evaluation: } Q_{CO,O} = \dot{m}_{15,CF}Cp_{15}(T_{16} - T_{15}) \quad (\text{A.4})$$

where $\dot{m}_{15,CF}$ is the constant flow from an installed cooling tower for the performance evaluation without phase change in the operating conditions of the SSHT.

Evaporator

$$\text{Idealized model: } Q_{EV,I} = \dot{m}_2(liq(H_{4,vap} - H_{3,liq})) \quad (\text{A.5})$$

$$\text{External evaluation: } Q_{EV,O} = \dot{m}_{17,HF}Cp_{17}(T_{18} - T_{17}) \quad (\text{A.6})$$

Absorber

$$\text{Idealized model: } Q_{AB,I} = \dot{m}_{4,vap}H_{4,vap} + \dot{m}_{10,mix}H_{10,mix} - \dot{m}_{5,mix}H_{5,mix} \quad (\text{A.7})$$

$$\text{External evaluation: } Q_{AB,O} = \dot{m}_{11,HF}Cp_{11}(T_{12} - T_{11}) \quad (\text{A.8})$$

Economizer [5]

$$Q_{EC} = \frac{\dot{m}_{9,mix}(H_{10,mix} - H_{9,mix})}{\dot{m}_{5,mix}(H_{6,mix} - H_{5,mix})} \quad (\text{A.9})$$

Appendix B. Constants for calculating properties Carrol mixture

$$M = 1.6630 - 3.2372 \times 10^{-2}X + 4.9701 \times 10^{-4}X^2 - 2.9363 \times 10^{-6}X^3 \quad (\text{B.1})$$

$$B = -210.71 + 10.907X - 0.18574X^2 + 9.3912 \times 10^{-4}X^3 \quad (\text{B.2})$$

Appendix C. The economizer effectiveness

$$\eta_{EC} = \frac{1 - \exp[-(1-R)NTU]}{1 - R * \exp[-(1-R)NTU]} \quad (\text{C.1})$$

The convective heat transfer coefficient for the working solution was calculated with the following equation [20]

$$h_{liq} = 0.4 \frac{k_{liq}}{de} Re^{0.64} Pr^{0.4} \quad (\text{C.2})$$

Channel mass velocity (G), Reynolds numbers (Re) and Prandtl (Pr) were calculated as follows:

$$G = \frac{\dot{m}}{Nbw} \quad (\text{C.3})$$

$$Re = \frac{G_c D_c}{\mu} \quad (\text{C.4})$$

$$Pr = \frac{C_p \mu}{k_{liq}} \quad (\text{C.5})$$

The number of heat transfer units (NTU) is defined as:

$$NTU = \left(\frac{UA}{C_{min}} \right) \quad (\text{C.6})$$

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_c} + \frac{e}{k_p} + \frac{1}{h_c}}$$

U is the overall heat transfer coefficient in kW m⁻² K, A is the area of heat transfer in m² and C_{min} is the lowest value between C_c and C_h , defined as:

$$C_c = C_{p,c} \dot{m}_c \quad (\text{C.7})$$

$$C_h = C_{p,h} \dot{m}_h \quad (\text{C.8})$$

$C_{p,c}$ is the specific heat of the cold stream, in kJ kW⁻¹ K⁻¹ units
 $C_{p,h}$ is the specific heat of the hot stream, in kJ kW⁻¹ K⁻¹ units.

The ratio of the flow rate of the specific heat between hot and cold current is defined as R for Eq. (C.1):

$$R = \left(\frac{C_{min}}{C_{max}} \right) \quad (\text{C.9})$$

References

- [1] W. Rivera, R. Best, M.J. Cardoso, R.J. Romero, A review of absorption heat transformers, *Exp. Therm. Fluid Sci.* 91 (2015) 654–670.
- [2] W. Rivera, R.J. Romero, R. Best, C.L. Heard, Experimental evaluation of a single-stage heat transformer operating with the water/Carrol™ mixture, *Energy* 24 (1999) 317–326.
- [3] J. Ibarra-Bahena, R.J. Romero, L. Velazquez-Avelar, C.V. Valdez-Morales, Y.R. Galindo-Luna, Experimental thermodynamic evaluation for a single stage heat transformer prototype build with commercial PHEs, *Appl. Therm. Eng.* 75 (2015) 1262–1270.
- [4] X.H. Ma, J.B. Chen, S.P. Li, Q.Y. Sha, A.M. Liang, W. Li, J.Y. Zhang, G.J. Zheng, Z.H. Feng, Application of absorption heat transformer to recover waste heat from a synthetic rubber plant, *Appl. Therm. Eng.* 23 (2003) 797–806.
- [5] J. Ibarra-Bahena, R.J. Romero, L. Velazquez-Avelar, C.V. Valdez-Morales, Y.R. Galindo-Luna, Evaluation of the thermodynamic effectiveness of a plate heat exchanger integrated into an experimental single stage heat transformer operating with water/Carrol mixture, *Exp. Therm. Fluid Sci.* 51 (2013) 257–263.
- [6] J.M. George, S.S. Murthy, Influence of heat exchanger effectiveness on performance of vapor absorption heat transformers, *Int. J. Energy Res.* 13 (4) (1989) 455–475.
- [7] F. Rogiers, M. Baelmans, Towards maximal heat transfer rate densities for small-scale high effectiveness parallel-plate heat exchangers, *Int. J. Heat Mass Transf.* 53 (4) (2010) 605–614.

- [8] A. Hasan, Going below the wet-bulb temperature by indirect evaporative cooling: analysis using a modified ϵ -NTU method, *Appl. Energy* 89 (1) (2012) 237–245.
- [9] A.D. Wright, P.J. Heggs, Rating calculation for plate heat exchanger effectiveness and pressure drop using existing performance data, *Chem. Eng. Res. Des.* 80 (3) (2002) 309–312.
- [10] S. Iyoki, T. Uemura, Performance characteristics of the water-lithium bromide-zinc chloride-calcium bromide absorption refrigerating machine, absorption heat pump and absorption heat transformer, *Int. J. Refrig.* 13 (1990) 191–196.
- [11] R. Best, W. Rivera, M.J. Cardoso, R.J. Romero, F.A. Holland, Modelling of single stage and advanced absorption heat transformers operating with the water/Carrol mixture, *Appl. Therm. Eng.* 17 (1997) 1111–1112.
- [12] W. Rivera, M.J. Cardoso, R.J. Romero, Theoretical comparison of single stage and advanced absorption heat transformers operating with water/lithium bromide and water/Carrol mixtures, *Int. J. Energy Res.* 22 (1998) 427–442.
- [13] R. Reimann, W.J. Biemann, Development of a Single Family Absorption Chiller for Use in Solar Heating and Cooling System, Phase III Final Report, Prepared for the U. S. Department of Energy under Contract EG – 77 – C – 03 – 1587, Carrier Corporation, Syracuse, New York, U.S.A, 1984.
- [14] H. Sammeta, K. Ponnusamy, M.A. Majid, K. Dheenathayalan, Effectiveness charts for counter flow corrugated plate heat exchanger, *Simul. Model. Pract. Theory* 19 (2) (2011) 777–784.
- [15] H.A. Navarro, L.C. Cabezas-Gomez, Effectiveness-NTU computation with a mathematical model for cross-flow heat exchangers, *Braz. J. Chem. Eng.* 24 (2007) 509–521.
- [16] M.A. Basurto-Pensado, R.J. Romero, J.J. Sánchez-Mondragón, D. Dorantes-Romero, Analysis and characterization of an optical fiber for Carrol – water liquid pair, *Energy* 36 (2011) 3952–3958.
- [17] S.J. Rees, *Advances in Ground-Source Heat Pump Systems*, Woodhead Publishing, Elsevier Science, USA, 2016.
- [18] John M. George, S. Srinivasa Murthy, Influence of absorber effectiveness on performance of vapour absorption heat transformers, *Int. J. Energy Res.* 13 (1989) 629–638.
- [19] G. Gutiérrez-Urueta, P. Rodríguez, M. Venegas, F. Ziegler, M.C. Rodríguez-Hidalgo, Experimental performances of a LiBr-water absorption facility equipped with adiabatic absorber, *Int. J. Refrig.* 34 (2011) 1749–1759.
- [20] E.A.D. Saunders, *Heat Exchangers: Selection, Design and Construction*, Longman Scientific & Technical, New York, USA, 1988.
- [21] H.W. Coleman, W.G. Steele, *Experimentation, Validation and Uncertainty Analysis for Engineers*, J. Wiley, 2009.

Anexo D

Experimental Thermal and Fluid Science 51 (2013) 257–263



Contents lists available at ScienceDirect

Experimental Thermal and Fluid Science

journal homepage: www.elsevier.com/locate/etfs



Evaluation of the thermodynamic effectiveness of a plate heat exchanger integrated into an experimental single stage heat transformer operating with Water/Carrol mixture



J. Ibarra-Bahena^a, R.J. Romero^{b,*}, L. Velazquez-Avelar^a, C.V. Valdez-Morales^a, Y.R. Galindo-Luna^a

^a Engineering and Applied Science Postgraduate School, Autonomous University Morelos State, Morelos 62209, Mexico

^b Engineering and Applied Sciences Research Centre, Autonomous University Morelos State, Morelos 62209, Mexico

ARTICLE INFO

Article history:

Received 19 December 2012

Received in revised form 23 May 2013

Accepted 8 August 2013

Available online 17 August 2013

Keywords:

Single stage heat transformer

Economizer

Effectiveness

ϵ - NTU method

Energy balance

Water/Carrol

ABSTRACT

This paper analyzes the effectiveness of a Plate Heat Exchanger (PHE) used as an economizer integrated into an experimental Single Stage Heat Transformer (SSHT). The heat exchanger effectiveness (η), sometimes referred as thermal efficiency, is an important parameter for the design of heat transfer equipment. Two thermodynamic methods for η evaluation are shown. The overall heat transfer coefficient (U) and the individual convective heat transfer coefficients (h) were calculated for Water/Carrol mixture. Four SSHT experimental tests runs were carried out, in order to evaluate the η . The economizer effectiveness ranged from 0.69 to 0.71. Finally, the η effect for Coefficient of Performance (COP) is shown as a function of absorber temperature.

© 2013 Elsevier Inc. All rights reserved.

1. Introduction

Energy recovery is an important topic in industries where high amounts of heat are wasted. Many industrial processes require large amounts of steam or hot water to heat the process streams. As a very effective technique, the Single Stage Heat Transformer (SSHT) can be applied to improve low-grade waste heat with temperatures ranging from 60 to 100 °C in industrial processes [16,7]. Due to the high recovery ratio (about 50%) of useful heat, this contributes to environmental protection, with a low consumption of electric power. SSHT is currently becoming of considerable interest for heat revalorization in industrial processes due to both sustainable and economical effects [11].

Plate Heat Exchangers (PHE) are widely used in several industrial applications because they show some advantages over conventional heat exchangers, due to their compactness, easy maintenance, good heat transfer characteristics, and flexibility to increase the heat transfer area. The use of PHE as the main components of absorption machines could reduce their size and the charge of absorber/working fluid mixture in them, as well as improve the heat and mass transfer phenomena [8].

The effectiveness-number of transfer units (ϵ - NTU) method is widely used to design and evaluate heat and mass transfer processes. Hasan [1] developed an analytical model based on the ϵ - NTU method to calculate sub-wet bulb temperature by indirect evaporative air cooling. Tay et al. [13] developed and validated experimentally a ϵ - NTU characterization of a tube-in-tank PCM energy storage system. Zhang [9] adapted the ϵ - NTU method to estimate the dehumidification effectiveness in hollow fiber membrane contactors. Worek and Sphaier [10] carried out a parametric analysis of heat and mass transfer in regenerative exchangers that employ sorbent materials based on the ϵ - NTU method. For the calculation of heat exchanger performance, it is preferable to use the ϵ - NTU method, which simplifies the algebra involved in predicting the performance of complex flow arrangements. The ϵ - NTU relations in algebraic form are useful in computational calculations for design and experimental studies if only the inlet and outlet temperatures are known [4]. The purpose of this paper is to calculate the experimental value of thermal effectiveness (η) in a PHE used as economizer in a prototype of SSHT using ϵ - NTU method and global energy balance.

2. Description of the system

A SSHT consists basically of an evaporator, a condenser, a generator, an absorber, and an economizer. Fig. 1 shows a schematic

* Corresponding author. Tel.: +52 7773297084; fax: +52 7773297984.
E-mail address: rosenberg@uaem.mx (R.J. Romero).

Nomenclature

Abbreviations

PHE	plate heat exchanger
NTU	number of transfer units
SSHT	single stage heat transformer

Symbols

A	effective plate heat transfer area, m^2
b	channel average thickness, m
COP	coefficient of performance, dimensionless
C_p	specific heat at constant pressure, $kJ\ kg^{-1}K^{-1}$
C	heat capacity flow rate, $kJ\ s^{-1}K^{-1}$
d	equivalent diameter of channel, m
G	channel mass velocity, $kg\ m^{-2} s^{-1}$
h	convective heat transfer coefficient, $W\ m^{-2}C^{-1}$
k	thermal conductivity, $W\ m^{-1}C^{-1}$
m	fluid mass flow rate, $kg\ s^{-1}$
N	number of channels per pass
Pr	Prandtl number
R	heat capacity ratio, dimensionless
Re	Reynolds number
T	temperature, $^{\circ}C$
U	overall heat transfer coefficient, $kW\ m^{-2}K^{-1}$
w	effective plate height for heat exchange, m

Subscripts

AB	absorber
c	cold stream
CO	condenser
EC	economizer
EV	evaporator
GE	generator
h	hot stream
i	inlet stream
liq	Water/Carrol mixture
min	minimum
max	maximum
o	outlet stream
P	plate

Greek symbols

β	chevron angle, $^{\circ}$
δ	thickness of metal plate, m
η	effectiveness, dimensionless
μ	fluid viscosity, Pa s

diagram. A constant quantity of waste heat Q_{GE} is added at a relatively low temperature (T_{GE}) to the generator in order to vaporize part of the working fluid from the diluted salt solution containing a low concentration of absorbent. The vaporized working fluid flows to the condenser, delivering an amount of heat Q_{CO} at near ambient temperature (T_{CO}). The liquid leaving the condenser is pumped, driven by low energy power, to the evaporator at a higher-pressure zone. The working fluid is then evaporated by using a second quantity of waste heat Q_{EV} , which is added to the evaporator at an intermediate temperature T_{EV} . Next, the vaporized working fluid goes to the absorber, it is absorbed by the absorbent concentrated salt solution and this stream comes from the generator. The absorption process delivers useful heat Q_{AB} at higher temperature T_{AB} . Finally, the diluted salt solution returns to the generator, to preheat the concentrated salt solution in a heat exchanger, named “economizer”, before restarting the cycle again.

2.1. Comparison parameters for heat transformers

The Coefficient of Performance (COP) represents the efficiency of a SSHT. It is defined as the heat delivered in the absorber per unit of heat load supplied to the generator and the evaporator, when the low amounts of power created by a pump are negligible:

$$COP_{SSHT} = \frac{Q_{AB}}{Q_{GE} + Q_{EV}} \quad (1)$$

2.2. Working pairs for SSHT

The mixture of water/lithium bromide has been the only pair for SSHT that is commercially used [14]. However, this mixture shows a great disadvantage: the crystallization risk for salt concentrations in solutions higher than 70%. The mixture Water/Carrol developed by Carrier Corporation [19], has almost the same thermodynamic characteristics as water/lithium bromide, but it has a higher solubility of around 80%. Carrol is an aqueous LiBr mixture with a crystallization inhibitor (ethylene glycol) in the ratio 1:4.5 by weight. There are other ternary mixtures to avoid crystallization

in absorption heat transformers. Iyoki and Uemura [6] studied the performance of lithium bromide solutions with added zinc chloride and calcium bromide, in a 1:1:0.13 (by mass) proportion. Barragán et al. [17] evaluated the performance of water/lithium chloride/zinc chloride and water/calcium chloride/zinc chloride solutions as working pairs. Rivera et al. [22] analyzed the performance of an experimental single stage heat transformer operating with the water/lithium bromide as single working pair and subsequently, using 1-octanol and 2-ethyl-1-hexanol as additives, their results showed that for absorber temperatures between $84^{\circ}C$ and $88^{\circ}C$ the highest COP was 0.49. The experimental SSHT described in the present paper operated with Water/Carrol.

3. Experimental methodology

3.1. Experimental equipment description

Fig. 2 shows a schematic diagram of the experimental device, which operates with the Water/Carrol mixture. The main components of SSHT are all Plate Heat Exchangers (PHE) made of 316L stainless steel. The generator, economizer, evaporator and absorber are PHE and have 7 corrugated plates and 3 channels per pass. The condenser has 4 corrugated plates and 1 channel per pass for working fluid (water) and 2 channels per pass for cooling fluid.

The heat sources used in the generator and the evaporator have different flows and they are adjustable by variable electric coils. The heating fluid is pumped by a commercial centrifugal pump, operating at 0.5 hp and 3450 rpm. A cooling tower extracts heat from the condenser using another commercial centrifugal pump, operating at 1 hp and 3450 rpm. The useful heat delivered from the absorber is removed by a secondary circuit. This fluid is pumped using a 32 W gear pump, with variable speed ranging from 0 to 5600 rpm.

Volumetric flows are measured with two analogical flow meters, with a reading accuracy of $\pm 2\%$. Water/Carrol concentrations in the generator and in the absorber are measured using an ABBE refractometer with an accuracy of ± 0.0002 . A correlation of the refraction index was obtained in a previous work [2]. The 32 W

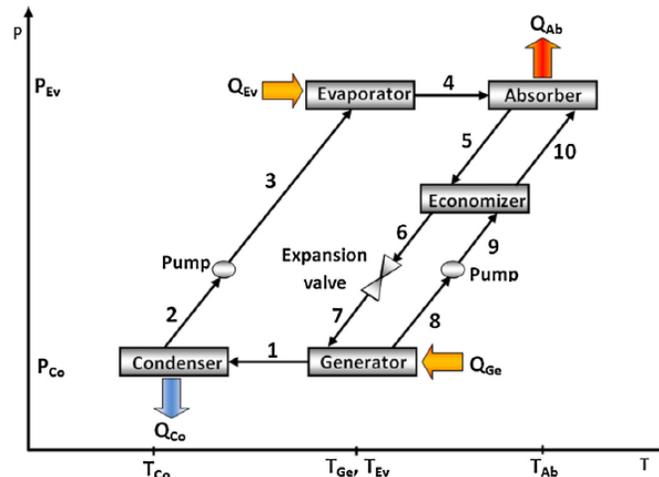


Fig. 1. Schematic diagram of a Single Stage Heat Transformer (SSHT).

gear pumps are used to lead the concentrated Water/Carrol and the working fluid, to a higher pressure zone with variable speeds ranging from 0 to 5600 rpm. Type T thermocouples, an Agilent data acquisition unit (6½ digits) and Agilent HP Vee Pro software are used for temperature measurement.

3.1.1. The economizer

The economizer is used to recover sensible heat into SSHT internally. In this case, the economizer preheats the concentrated salt solution going from the generator to the absorber, by using the heat supplied from the diluted solution returning from the absorber to the generator [15].

The economizer used in the experimental SSHT is a PHE manufactured by SONDEX Inc. Table 1 shows the PHE characteristics. Each corrugated plate has a channel average thickness (b) equal to 2×10^{-3} m, equivalent diameter of channel (d) of 4×10^{-3} m, and thickness of metal plate (δ) of 5×10^{-4} m. Fig. 3 shows the Chevron angle (β), height (w) and plate length (L). The economizer is operating in counter-flow mode, and temperatures corresponding to lines 5, 6, 9 and 10 are referred to Fig. 1.

3.1.2. Experimental data

Several experimental test runs were carried out; however, only a few tests satisfied the requirements for steady state condition: variations for the steady state must be less than $\pm 2\%$ for a period of at least 20 min.

Fig. 4 shows a plot of economizer temperatures in all experimental stages of the test. The SSHT prototype was initially heated until the partial vaporization of working fluid into generator happened. The working fluid vapor was lead to the condenser and the condensation process started. After that, the working fluid in liquid phase is pumped to the evaporator and the evaporation process occurs. Then it goes into the absorber and is mixed with concentrated Carrol solution pumped from the generator; as a result, the absorber temperature increases, until the steady state absorption process remains constant.

Tables 2–5 show the average mass flow rates, average temperatures and steady state concentration values for the economizer streams, at each test run. These values are representative of the steady state as shown in Fig. 4. Table 6 shows average internal

temperatures in the main components of SSHT operating under steady state for each experimental test.

4. Heat transfer coefficients

The overall heat transfer coefficient (U) and convective heat transfer coefficient (h) is calculated for the experimental data. The follow assumptions were used:

- (1) The economizer operates under steady state conditions.
- (2) Heat loss to the surrounding area is neglected.
- (3) There is no heat conduction in the direction of fluid flow in the plates and fluids themselves.
- (4) There is a uniform distribution of flow through the channels in all passes.
- (5) There are no phase and concentration changes in the fluid streams.
- (6) The overall heat transfer coefficient (U) is constant throughout the economizer.
- (7) The specific heat of each stream is constant throughout the economizer.

Convective heat transfer coefficient to the Water/Carrol mixture is calculated using the equation proposed by Hewitt et al. [5]:

$$h_{liq} = 0.4 \frac{k_{liq}}{d} Re^{0.64} Pr^{0.4} \quad (2)$$

where

$$Re = \frac{G * d}{\mu} \quad (3)$$

$$G = \frac{m}{N * b * w} \quad (4)$$

$$Pr = \frac{C_p * \mu}{k_{liq}} \quad (5)$$

Physical and thermodynamic properties for the Water/Carrol mixture were taken from the previous work [19].

The overall heat transfer coefficient (U) is defined as:

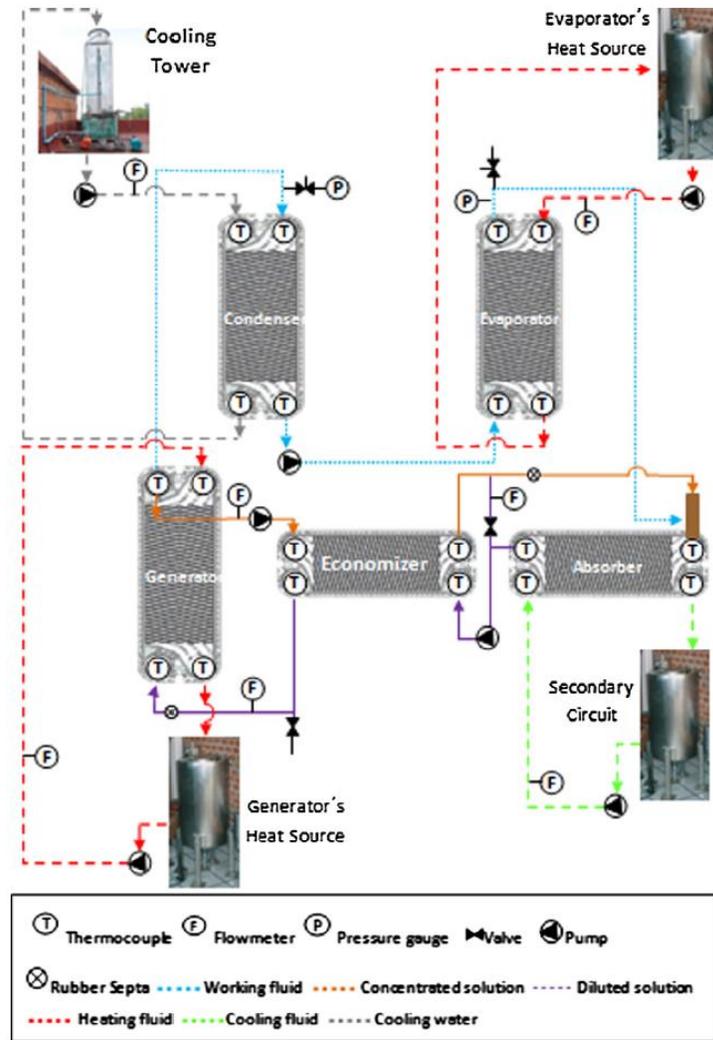


Fig. 2. Schematic diagram of the experimental SSHT.

Table 1
PHE characteristics.

Plates number	7
Serial number	6024
Sondex model	S4 – IG 7
Design temperature	284 °F
Design pressure	100 PSI
Build year	2004

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_h} + \frac{t}{k_p} + \frac{1}{h_c}} \quad (6)$$

Plate thermal conductivity is considered constant, because the variation for the experimental conditions is only 4.1% and the value for this study is 17 W/m °C, taken from a previous report [3].

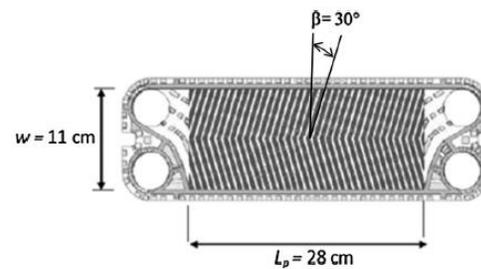


Fig. 3. Chevron angle, height and plate length for the economizer plate.

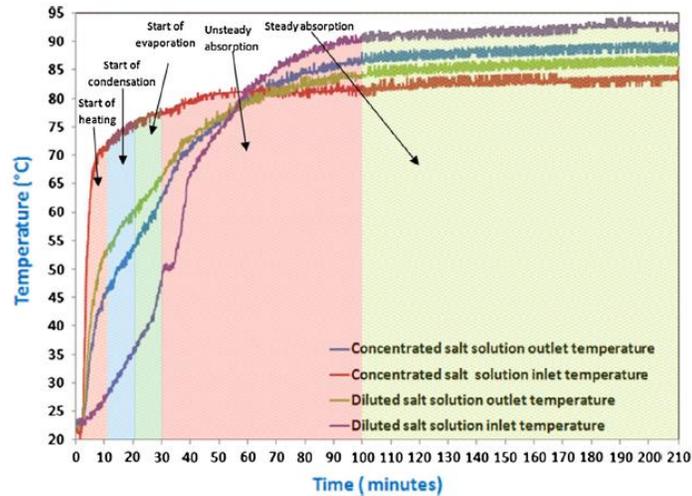


Fig. 4. Economizer temperatures and stages of SSHT cycle.

Table 2
Steady state average properties for the economizer streams in test 1.

Test 1				
Stream	T_{in} (°C)	T_{out} (°C)	X (% w/w)	m (kg/s)
Hot	93.0	86.2	67.3	2.42E-02
Cold	82.8	88.8	68.8	2.36E-02

Table 3
Steady state average properties for the economizer streams in test 2.

Test 2				
Stream	T_{in} (°C)	T_{out} (°C)	X (% w/w)	m (kg/s)
Hot	92.9	86.3	66.5	2.42E-02
Cold	83.2	88.9	68.2	2.36E-02

Table 4
Steady state average properties for the economizer streams in test 3.

Test 3				
Stream	T_{in} (°C)	T_{out} (°C)	X (% w/w)	m (kg/s)
Hot	94.1	87.0	67.3	2.43E-02
Cold	83.8	89.7	68.5	2.39E-02

Table 5
Steady state average properties for the economizer streams in test 4.

Test 4				
Stream	T_{in} (°C)	T_{out} (°C)	X (% w/w)	m (kg/s)
Hot	94.1	87.6	67.6	2.43E-02
Cold	84.7	90.1	68.7	2.39E-02

4.1. Effectiveness of the economizer

The effectiveness (η) of any heat exchanger is defined as the ratio of the actual heat transfer rate by the maximum possible heat exchange rate [21], which is only limited by thermodynamic second law:

Table 6
Average internal temperatures in the main components of SSHT for each experimental test.

Test no.	Gen. (°C)	Con. (°C)	Evap. (°C)	Abs. (°C)
1	85.2	23.1	79.3	101.5
2	85.4	22.1	79.6	101.3
3	86.2	23.4	79.9	98.4
4	87.0	23.6	78.4	97.3

Table 7
Experimental convective heat transfer coefficient and overall heat transfer coefficient values.

Test	h_c (kW m ⁻² K ⁻¹)	h_h (kW m ⁻² K ⁻¹)	U (kW m ⁻² K ⁻¹)
1	1.30	1.39	0.66
2	1.32	1.42	0.67
3	1.32	1.40	0.67
4	1.32	1.39	0.66

$$\eta = \frac{Q}{Q_{Max}} \leq 1 \quad (7)$$

4.1.1. ϵ - NTU method

The heat transfer rate from the hot stream to the cold stream for any heat exchanger, by ϵ - NTU (Number Transfer Unit) method [3], is expressed as:

$$Q = \eta Q_{Max} \quad (8)$$

$$Q_{Max} = C_{min}(T_{h,i} - T_{c,i}) \quad (9)$$

$$C_c = C_{p,c}m_c \quad (10)$$

$$C_h = C_{p,h}m_h \quad (11)$$

where η is the heat exchanger effectiveness, C_{min} is the lowest value from C_h and C_c . The heat exchanger effectiveness is dimensionless, and it is a function of NTU , heat capacity rate ratio and flow arrangement. The NTU and the heat capacity rate ratio (R) are defined as:

Table 8
Water/Carrol transport properties (μ , k) and specific heat (C_p) for test runs.

Test	μ_c (Pa s)	μ_h (Pa s)	k_c ($W\ m^{-1}\ K^{-1}$)	k_h ($W\ m^{-1}\ K^{-1}$)	$C_{p,c}$ ($kJ\ kg^{-1}\ K^{-1}$)	$C_{p,h}$ ($kJ\ kg^{-1}\ K^{-1}$)
1	0.0064	0.0053	0.4924	0.4900	1.9008	1.9343
2	0.0060	0.0049	0.4918	0.4938	1.9137	1.9521
3	0.0061	0.0052	0.4912	0.4922	1.9074	1.9346
4	0.0062	0.0053	0.4907	0.4917	1.9033	1.9280

$$NTU = \left(\frac{UA}{C_{min}} \right) \quad (12)$$

$$R = \left(\frac{C_{min}}{C_{max}} \right) \quad (13)$$

The effectiveness for a counter-flow heat exchanger is already given [21]:

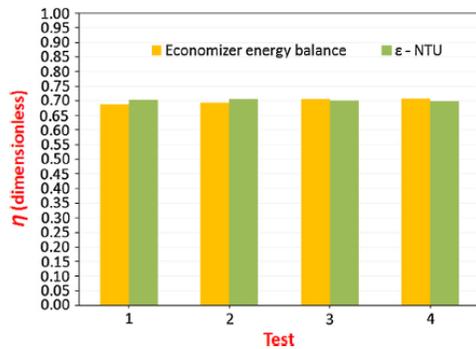


Fig. 5. Comparison of the experimental effectiveness by $\epsilon - NTU$ and economizer energy balance.

$$\eta = \frac{1 - \exp[-(1 - R)NTU]}{1 - R * \exp[-(1 - R)NTU]} \quad (14)$$

Water/Carrol transport properties (μ , k) and specific heat (C_p) were calculated at the average temperature of the streams. Table 8 shows these properties.

4.1.2. Economizer energy balance

According to an enthalpy balance referred to Fig. 1, Eq. (9) can be expressed as:

$$Q_{Max} = m_c(H_5 - H_{5,9}) \quad (15)$$

where $H_{5,9}$ is the minimum enthalpy, calculated at stream 5 concentration and stream 9 temperature, and m_c is the cold stream mass flow rate. This assumption is not in accordance with other works [14] but it is defined for this comparison, and it leads to the higher Q_{Max} .

From Eq. (7), the effectiveness of the economizer can be written as:

$$\eta = \frac{m_h(H_5 - H_6)}{m_c(H_5 - H_{5,9})} \leq 1 \quad (16)$$

5. Results

5.1. Experimental effectiveness

Table 7 shows the economizer experimental individual convective heat transfer coefficients for cool and hot streams, and overall

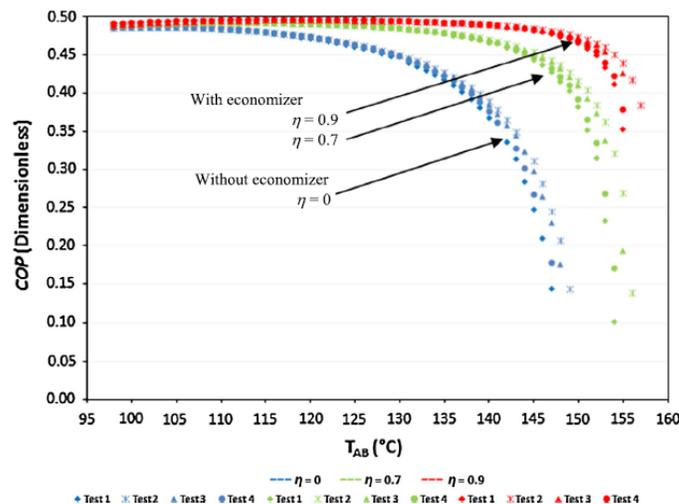


Fig. 6. COP_{SSTH} as function of T_{AB} with and without economizer referred to Table 6 operating conditions.

heat transfer coefficient for the four test runs. These values are in the same magnitude order that is reported by other authors for similar conditions using water/lithium bromide [12] and Water/Carrol [20].

Fig. 5 shows the effectiveness comparison between NTU method and economizer energy balance calculations. For all operating conditions in the $SSHT$, the η was between 0.69 and 0.70 for the $\varepsilon - NTU$ method, while for energy balance the η was 0.69–0.71, dimensionless. The calculated deviation between both methods for test 1 is 97.9%, for test 2 it is 98.2%, for test 3 it is 99.2% and for test 4 it is 98.7%.

5.2. Influence of the economizer effectiveness on the COP

The experimental temperatures reported in Table 6 for each test were used for the simulated $SSHT$ cycle using the previously shown methodology [14]. Fig. 6 shows four compared simulations with and without economizer effect. Temperatures for the generator, evaporator and condenser were taken from average data acquisition in steady state (Table 6). The effectiveness for the economizer was assumed as 0, 0.7 (average experimental value) and hypothetical high thermal effectiveness value of 0.9, because these are representative for operating conditions with and without economizer. Absorber temperatures (T_{AB}) were calculated for all possible operating conditions. The COP_{SSHT} defined in Eq. (1) was calculated for the experimental test. In this figure, COP_{SSHT} decreases while T_{AB} increases. The maximum COP_{SSHT} value occurs for the lowest T_{AB} . The economizer effect is notable at T_{AB} higher than 115 °C. For the highest T_{AB} the COP_{SSHT} economizer effect is 198% higher than that for operating conditions without economizer.

One way for increase the η value is to use high thermal conductivity materials in order to make the plates for PHE , as cooper, however, this material is susceptible to corrosion by working pairs with LiBr [18]. The use of economizer in a $SSHT$ in addition to recovery sensible heat, also, reduces the crystallization risk, because the PHE increases the temperature of concentrated aqueous Carrol stream therefore, aqueous Carrol increases its solubility at this new temperature [19].

6. Conclusions

Two thermodynamic methods for evaluation of the PHE 's effectiveness used as an economizer in an experimental $SSHT$ were described.

Four experimental tests were carried out, where the economizer effectiveness ranged from 0.70 to 0.71, by $\varepsilon - NTU$ method, and from 0.69 to 0.71 by energy balance. The maximum deviation between both methods was 2.1%.

For T_{AB} values lower than 115 °C, such as in the experimental test, simulations show that using an economizer in a $SSHT$, COP_{SSHT} has not increased significantly. For highest T_{AB} simulated operating conditions in a $SSHT$ (149 °C), the COP_{SSHT} may be 198% higher than that in operating conditions without economizer.

For a COP_{SSHT} value, the absorber temperature is always higher than with economizer, i.e. 0.43 is associated at T_{AB} 135 °C without economizer, 147 °C with economizer at 0.7 effectiveness and 153 °C at 0.9 effectiveness.

Acknowledgment

The authors appreciate the partial support of the 167434 basic Science project by CONACyT.

References

- [1] Ala Hasan, Going below the wet-bulb temperature by indirect evaporative cooling: analysis using a modified ε - NTU method, *Applied Energy* 89 (2012) 237–245.
- [2] M.A. Basurto-Pensado, R.J. Romero, J.J. Sánchez-Mondragón, D. Dorantes-Romero, Analysis and characterization of an optical fiber for carrol – water liquid pair, *Energy* 36 (2011) 3952–3958.
- [3] E.A.D. Saunders, *Heat exchangers: selection, design and construction*, Longman s, & T, New York, s.4, 16, 17, 1998.
- [4] H.A. Navarro, L.C. Cabezas-Gómez, Effectiveness- NTU computation with a mathematical model for cross-flow heat exchangers, *Brazilian Journal of Chemical Engineering* 24 (2007) 509–521.
- [5] G. Hewitt, G.L. Shires, T.R. Bott, *Process Heat Transfer*, Begell House, 1994.
- [6] S. Iyoki, T. Uemura, Performance characteristics of the water – lithium bromide-zinc chloride-calcium bromide absorption refrigerating machine, absorption heat pump and absorption heat transformer, *International Journal of Refrigeration* 13 (1989) 191–196.
- [7] J. Yin, L. Shi, M.S. Zhu, L.Z. Han, Performance analysis of an absorption heat transformer with different working fluid combinations, *Applied Energy* 67 (2000) 281–292.
- [8] Jesús Cerezo, Mahmoud Bourouis, Manel Vallès, Alberto Coronas, Roberto. Best, Experimental study of an ammonia-water bubble absorber using a plate heat exchanger for absorption refrigeration machines, *Applied Thermal Engineering* 29 (1005–1) (2009) 011.
- [9] Li-Zhi Zhang, An analytical solution to heat and mass transfer in hollow fiber membrane contactors for liquid desiccant air dehumidification, *Journal of Heat Transfer* 133 (9) (2011) 092001-1–092001-8.
- [10] L.A. Sphaier, W.M. Worek, Parametric analysis of heat and mass transfer regenerators using a generalized effectiveness- NTU method, *International Journal of Heat and Mass Transfer* 52 (2009) 2265–2272.
- [11] X. Ma, J. Chen, S. Li, Q. Sha, A. Liang, W. Li, J. Zhang, G. Zheng, Z. Feng, Application of absorption heat transformer to recover waste heat from a synthetic rubber plant, *Applied Thermal Engineering* 23 (2003) 797–806.
- [12] D. Marcos, M. Izquierdo, R. Lizarte, E. Palacios, C.A. Infante Ferreira, Experimental boiling heat transfer coefficients in the high temperature generator of a double effect absorption machine for the lithium bromide/ water mixture, *International Journal of Refrigeration* 32 (2009) 627–637.
- [13] N.H.S. Tay, M. Belusko, F. Bruno, An effectiveness- NTU technique for characterizing tube-in-tank phase change thermal energy storage systems, *Applied Energy* 91 (2012) 309–319.
- [14] R. Best, W. Rivera, M.J. Cardoso, R.J. Romero, F.A. Holland, Modelling of single-stage and advanced absorption heat transformers operating with the water/ carrol mixture, *Applied Thermal Engineering* 17 (1997) 1111–1112.
- [15] R.J. Romero, W. Rivera, R. Best, Comparison of the theoretical performance of a solar air conditioning system operating with water/lithium bromide and aqueous ternary hydroxide, *Solar Energy Materials and Solar Cells* 63 (2000) 387–399.
- [16] R.M. Barragan, C.L. Heard, V.M. Arellano, Experimental performance of the water/calcium chloride system in a heat transformer, *International Journal of Energy Research* 20 (1996) 651–666.
- [17] R.M. Barragán, V.M. Arellano, C.L. Heard, R. Best, Experimental performance of ternary solutions in an absorption heat transformer, *International Journal of Energy Research* 22 (1998) 73–83.
- [18] R.M. Fernández-Domene, E. Blasco-Tamarit, D.M. García-García, J. García-Antón, Thermogalvanic effects on the corrosion of copper in heavy brine LiBr solutions, *Corrosion Science* 63 (2012) 304–315.
- [19] R. Reimann, W.J. Biermann, Development of a single family absorption chiller for use in solar heating and cooling system, Phase III Final Report, Prepared for the U.S. Department of Energy under contract EG – 77 – C – 03–1587, Carrier Corporation, 1984.
- [20] S. Silva Sotelo, Perfil Térmico y de Concentraciones Unidimensional en un Generador de Placas para un Transformador Térmico por Absorción de una Etapa. Ph. D. Thesis. UAEM, México, 2010.
- [21] L. Wang, B. Sundén, *Manglik, Plate Heat Exchangers: Design Applications and Performance*, WIT Press, 2007.
- [22] W. Rivera, H. Martínez, J. Cerezo, R.J. Romero, M.J. Cardoso, Exergy analysis of an experimental single-stage heat transformer operating with single water/ lithium bromide and using additives (1-octanol and 2-ethyl-1-hexanol), *Applied Thermal Engineering* 31 (2011) 3526–3532.

